

JOSÉ NILTON FONSECA JÚNIOR

**ANÁLISE DO EFEITO DO SUPERAQUECIMENTO SOBRE O
DESEMPENHO DE COMPRESSORES ALTERNATIVOS
APLICADOS A BOMBA DE CALOR.**

Dissertação submetida ao Programa de
Pós-Graduação em Engenharia
Mecânica da Universidade Federal de
Santa Catarina para a obtenção do
Grau de Mestre em Engenharia
Mecânica

Orientador: Prof. César J. Deschamps

Florianópolis
Julho de 2012

Catálogo na fonte elaborada pela biblioteca da
Universidade Federal de Santa Catarina

A ficha catalográfica é confeccionada pela Biblioteca Central.

Tamanho: 7cm x 12 cm

Fonte: Times New Roman 9,5

Maiores informações em:

<http://www.bu.ufsc.br/design/Catalogacao.html>

José Nilton Fonseca Júnior

**ANÁLISE DO EFEITO DO SUPERAQUECIMENTO SOBRE O
DESEMPENHO DE COMPRESSORES ALTERNATIVOS
APLICADOS A BOMBA DE CALOR**

Esta Dissertação foi julgada adequada para obtenção do Título de “Mestre”, e aprovada em sua forma final pelo Programa de Pós Graduação em Engenharia Mecânica.

Florianópolis, 05 de Julho de 2012.

Prof. Júlio César Passos, Dr.
Coordenador do Curso

Banca Examinadora:

Prof. César José Deschamps, Ph.D.
Orientador

Prof. Flávio Augusto Sanzovo Fiorelli, Dr. Eng. (USP-SP)

Prof. Edson Bazzo, Dr. Eng.

Prof. Júlio César Passos, Dr.

Este trabalho é dedicado aos meus pais pelo maravilhoso exemplo de vida e apoio. Dedico-o também à minha noiva, Roberta, pelo amor, pela amizade e companheirismo. Por fim, dedico principalmente, ao meu avô Nelson Variani (in memoriam) pelo carinhoso exemplo de sucesso deixado a todos.

AGRADECIMENTOS

À Whirlpool S.A. – Unidade EMBRACO de Compressores e Soluções para Refrigeração – pelo auxílio técnico-financeiro recebido e pelo consentimento na publicação de resultados oriundos de atividades de pesquisa e desenvolvimento fomentadas pela empresa;

Ao Prof. César Deschamps pelo tempo dedicado à orientação deste trabalho e incentivo incondicional a ele, e também pela compreensão nas horas difíceis desta jornada;

Aos membros da banca Examinadora, pela disposição em avaliar este trabalho;

Aos meus pais, Solange e José Nilton, ao meu irmão, Wagner, e a minha noiva Roberta por existirem na minha vida e entenderem a razão da minha ausência em muitos momentos ao longo da realização deste trabalho, sem dúvida, aqui dispenso o maior dos agradecimentos;

Ao Mateus Magnabosco pela amizade, pelo trabalho intenso e de qualidade nos laboratórios, gerando resultados que suportaram esta dissertação.

Aos engenheiros pesquisadores Rodrigo Kremer e Thiago Dutra pelas inúmeras e preciosas contribuições para os resultados desta dissertação.

Aos engenheiros Arnaldo Jacob, Eduardo Arceno e Gustavo Haverorth pela amizade, companheirismo e incentivo ao longo dessa jornada. Com certeza, vocês foram fundamentais para mais esta conquista.

Aos colegas do POLO, Murilo Boselli, Pablo Adamoglu, Ernane Silva, Francisco Lajús e Paulo Trevisoli pela amizade, colaboração, discussões e conhecimentos compartilhados ao longo desta jornada;

Ao corpo docente do Programa de Pós Graduação em Engenharia Mecânica pelos conhecimentos transmitidos e esforço continuado na busca do saber;

A todos aqueles que ajudaram na motivação e no aprendizado ao longo desta importante.

Se eu vi mais longe, foi por estar de pé sobre
ombros de gigantes

(Isaac Newton, 1687)

RESUMO

Em sistemas de refrigeração convencionais, o superaquecimento do fluido refrigerante no interior do compressor é um dos responsáveis pelas perdas globais de energia, aumentando o trabalho de compressão específico e reduzindo a capacidade de refrigeração. Em aplicações de aquecimento por bombas de calor, o superaquecimento também aumenta o trabalho de compressão, mas com um aumento da capacidade de aquecimento específica do sistema, pois a temperatura de entrada do condensador depende da temperatura final de compressão. O presente trabalho apresenta uma nova metodologia de análise dos efeitos do superaquecimento em compressores submetidos a aplicações de bomba de calor, empregando um modelo de simulação térmica do compressor. A partir dos resultados, mostra-se a importância em se avaliar corretamente o COP de aquecimento na escolha de um compressor adequado para esta aplicação. Diferentes configurações de compressores são experimentalmente avaliadas de forma a validar o modelo numérico. As análises experimentais de possíveis soluções mostraram que ganhos de eficiência de aquecimento entre 1,4% e 7,5% podem ser obtidos com o gerenciamento térmico adequado do compressor. O presente trabalho também permitiu o entendimento do comportamento das fontes e sumidouros de calor e sua relação com o ganho de eficiência de aquecimento. Os resultados indicam também que o superaquecimento do gás na sucção devido ao calor gerado no motor elétrico e nos mancais atua no sentido de aumentar a eficiência do compressor aplicado em bombas de calor.

Palavras-chave: bombas de calor, superaquecimento, compressor alternativo.

ABSTRACT

In conventional cooling systems, the refrigerant superheating inside the compressor is largely responsible for overall energy losses, increasing the compression specific work and decreasing the cooling capacity. In heat pump applications, superheating increases both the compression loss and the specific heating capacity of the system, since the condenser inlet temperature is directly related to the final temperature of the compression process. In this work, a new methodology is proposed to analyze the effects of superheating on compressors applied to heat pump applications, by using a model to predict its thermal profile. It is shown the importance of correctly evaluating the COP for heating when selecting a suitable compressor for this application. Different configurations were experimentally tested for the compressor in order to validate the simulation model. An experimental analysis of different solution alternatives has shown that an efficiency increase between 1.4% and 7.5% can be obtained with a well-chosen thermal management alternative. The present study also allowed the understanding of sources and sinks of heat inside the compressor and their relation regarding the increase of heating efficiency. The results indicate that suction superheating due to heat released by both the bearings and the electrical motor act to increase the compressor efficiency in heat pump applications.

Keywords: heat pump; superheating; reciprocating compressor.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 Ciclo de refrigeração/aquecimento por compressão mecânica de vapor. Fonte: Pereira, (2006).	34
Figura 1.2 Exemplo ilustrativo de bombas de calor (a) tipo ar-ar e (b) tipo ar-água. Fonte: Heat Pump Association (2012), WEB.	36
Figura 1.3 Esquema ilustrativo de um compressor hermético alternativo e seus componentes internos. Fonte: Adaptado de Kremer, (2006).	40
Figura 1.4 Esquema do mecanismo de acionamento de um compressor hermético alternativo. Fonte: Gomes, (2006).	41
Figura 2.1 Parte do bomba de calor (evaporador) está localizada na parte externa da residência. Fonte: GEOLiving (2012), WEB.	49
Figura 2.2 Formação e Depósito de gelo no evaporador. O acúmulo de excessivo de neve (a) também é prejudicial ao sistema, assim como a formação de gelo nos tubos e aletas do trocador (b). Fonte: InspectAPedia (2012). WEB.	50
Figura 2.3 Esquema ilustrativo do sistema de aquecimento utilizando válvula solenoide de degelo. Fonte: Adaptado de Pereira, (2006).	51
Figura 2.4 Esquema ilustrativo exemplificando as etapas que resultam na partida inundada. Fonte: Danfoss, (2011). WEB.	52
Figura 2.5 Esquema da (a) Sucção Direta e o detalhe ampliado desta configuração (b).	54
Figura 2.6 Esquema da Sucção Semi-Direta.	55
Figura 3.1 Diagrama de Bloco descrevendo o funcionamento de uma bomba de calor ou refrigerador.	57
Figura 3.2 Diagrama T-s idealizando um ciclo de aquecimento de Carnot. Fonte: Kremer, (2006).	59
Figura 3.3 Diagrama P-h e o ciclo de aquecimento. Fonte: Kremer, (2006).	60
Figura 3.4 Envelopes de aplicação para refrigeração e aquecimento.	62
Figura 3.5 Diagrama P-h com ciclo de aquecimento considerando o efeito do superaquecimento.	63
Figura 3.6 Diagrama P-h para o R134a, mostra um ciclo padrão de	

compressão a vapor, onde é possível identificar as parcelas de calor sensível (segmento azul) e latente (segmento vermelho).....	66
Figura 3.7 Comportamento da parcela de calor sensível frente ao aumento da temperatura de condensação.....	67
Figura 3.8 Comparativo da parcela de calor sensível entre R134a e o R290 (propano)	68
Figura 3.9 Efeito do superaquecimento no COP de refrigeração.....	70
Figura 3.10 Efeito do superaquecimento na capacidade de refrigeração e na potência de compressão.....	70
Figura 3.11 Efeito do superaquecimento no COP de bomba de calor ..	71
Figura 3.12 Efeito do superaquecimento na capacidade e na potência de refrigeração.	71
Figura 3.13 Efeito de superaquecimento no COP de bomba de calor...	72
Figura 3.14 Efeito do superaquecimento na capacidade e potência de compressão de bomba de calor	73
Figura 3.15 Inventário de perdas do compressor representando o fluxo de potência em um compressor alternativo. Fonte: Adaptado de Ussyk, (1984).....	74
Figura 4.1 Relações geométricas do compressor alternativo. Fonte: Schreiner, 2008.	80
Figura 4.2 Volume de controle para balanço de energia no compressor alternativo. Fonte: Gomes (2006).	81
Figura 4.3 Válvula de compressor com modelagem de sistema massa-mola-amortecedor. Fonte: Reproduzido de Schreiner, (2008).....	84
Figura 4.4 Modelo bocal. Fonte: Reproduzido de Kremer, (2006).....	85
Figura 4.5 Esquema do vazamento na folga entre pistão e cilindro. Fonte: Reproduzido de Kremer, (2006).	87
Figura 4.6 Principais fluxos de calor e energia no compressor recíproco. Fonte: Adaptado de Kremer, (2006).	88
Figura 4.7 Balanço de energia na câmara de sucção (filtro ou muffler de sucção). Fonte: Adaptado de Kremer, (2006).	89
Figura 4.8 Balanço de energia no cilindro, incluindo o pistão. Fonte:	

Adaptado de Kremer, (2006).....	90
Figura 4.9 Balanço de energia na câmara de descarga. Fonte: Adaptado de Kremer, (2006).	91
Figura 4.10 Balanço de energia no filtro de descarga. Fonte: Adaptado de Kremer, (2006).	92
Figura 4.11 Balanço de energia no filtro de decarga (tubo de descarga). Fonte: Adaptado de Kremer, (2006).....	93
Figura 4.12 Balanço de energia no motor elétrico. Fonte: Adaptado de Kremer, (2006).	94
Figura 4.13 Balanço de energia no compressor. Fonte: Adaptado de Kremer, (2006).	95
Figura 4.14 Primeira parte do fluxo de informações do modelo integral. Fonte: Adaptado de Kremer, (2006).....	99
Figura 4.15 Segunda parte do fluxo de informações do modelo integral. Fonte: Adaptado de Kremer, (2006).....	100
Figura 5.1 Diagrama p-h comparando um ciclo de refrigeração (azul) com um ciclo quente (vermelho). Fonte: Reproduzido de Dutra, (2009).	104
Figura 5.2 Vistas da Bancada Experimental montada e em funcionamento. Vista frontal, mostrando as válvulas de comando, e (b) a vista da câmara de teste.	105
Figura 5.3 Diagrama esquemático do projeto da Bancada.	106
Figura 5.4 Representa a posição de cada ponto de medição de temperatura.....	109
Figura 5.5 Esquema ilustrativo da disposição do transdutor de pressão relativo. Fonte: Pereira, (2006).	109
Figura 5.6 Exemplo de um compressor instrumentado.	110
Figura 5.7 Compressor instrumentado e totalmente isolado.	112
Figura 5.8 Compressor instrumentado com o (a) tubo de descarga original e (b) com o tubo de descarga isolado.	113
Figura 6.1 Resultados de capacidade e ganho de eficiência de aquecimento relativo ao caso com sucção indireta (SIn)	117

Figura 6.2 Comportamento do fluxo de massa e da eficiência volumétrica	119
Figura 6.3 Distribuição das fontes e sumidouros de calor no compressor [W] para as diferentes configurações	122
Figura 6.4 Resultados numéricos para vazão de massa e capacidades	125
Figura 6.5 Variação percentual do coeficiente de performance de aquecimento e refrigeração para cada caso simulado.	127
Figura 6.6 Resultados de capacidade e ganho de eficiência de aquecimento relativo ao caso com sucção indireta (SIn)	130
Figura 6.7 Comparação numérico-experimental da perda por superaquecimento na refrigeração.....	131
Figura 6.8 Comparação numérico-experimental da perda por superaquecimento no aquecimento.	132
Figura 6.9 Resultados de capacidade de aquecimento numérico e experimental.....	134
Figura 6.10 Variação percentual do coeficiente de performance de aquecimento para cada configuração testada.	135
Figura 6.11 Comportamento do parâmetro C, numérico e experimental	136

LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1 Impacto ambiental e propriedades de alguns fluidos refrigerantes.....	47
Tabela 4.1 Parâmetros globais de desempenho a para o caso de calibração.	101
Tabela 6.1 Capacidade específica de aquecimento e vazão mássica...	118
Tabela 6.2 Perfis Térmicos de cada configuração.....	120
Tabela 6.3 Comportamento do parâmetro “C” para cada configuração	124
Tabela 6.4 Parâmetros de Performance - Numéricos	126
Tabela 6.5 Parâmetros de performance obtidos experimentalmente...	129

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

CFC	Cloro-Flúor-Carbono
CI	Carcaça Isolada
COP	Coeficiente de Performance
DI	Descarga Isolada
HC	Hidro Cloro
HCFC	Hidro-Cloro-Flúor-Carbono
GWP	Global Warming Potentia
PMI	Ponto Morto Inferior
PMS	Ponto Morto Superior
ODP	Ozone Depletion Potential
SSD	Sucção Semidireta
SIn	Sucção Indireta

LISTA DE SÍMBOLOS

A_{ee}	Área efetiva de escoamento através da válvula [m^2]
A_{ef}	Área efetiva de força sobre a válvula [m^2]
A_t	Área instantânea de troca de calor no interior do cilindro [m^2]
C	Relação Entre o volume morto e o volume deslocado [adimensional]
C_b	Comprimento da biela [m]
C_d	Coeficiente de descarga [adimensional]
C_s	Coeficiente de descarga [adimensional]
COP	Coeficiente de performance [adimensional]
COP_R	Coeficiente de performance de refrigeração [adimensional]
COP_H	Coeficiente de performance de aquecimento [adimensional]
$COP_{H,C}$	Coeficiente de performance de aquecimento de Carnot [adimensional]
$COP_{R,C}$	Coeficiente de performance de aquecimento de Carnot [adimensional]
$COP_{R,ciclo}$	Coeficiente de performance de um ciclo de refrigeração padrão [adimensional]
$COP_{H,ciclo}$	Coeficiente de performance de um ciclo de refrigeração padrão [adimensional]
$COP_{efetivo}$	Coeficiente de performance efetivo [adimensional]
COP_{PV}	Coeficiente de performance termodinâmico [adimensional]
c_p	Calor específico à pressão constante [J/kgK]
C_{pms}	Distância entre o pistão e o eixo de manivela no PMS [m]
C_v	Coeficiente de amortecimento da palheta [Ns/m]
D_{cil}	Diâmetro do cilindro [m]
DI	Descarga indireta
d_m	Distância entre os eixos da manivela e cilindro [m]
e	Excentricidade [m]
f	frequência de operação do compressor [Hz]
F_p	Força sobre a palheta devido ao campo de pressões [N]

F_v	Força atuando sobre a palheta [N]
H_c	Coefficiente de transferência de calor por convecção
e	Energia específica do gás [J/kg]
h_{PLD}	Entalpia específica do gás no passador de descarga [kJ/kg]
h_{PLS}	Entalpia específica do gás no passador de Sucção [kJ/kg]
h_1	Entalpia específica do gás no passador de Sucção [kJ/kg]
$h_{1,sh}$	Entalpia específica do gás superaquecido na válvula de sucção [kJ/kg]
h_2	Entalpia específica do gás no final da compressão [kJ/kg]
$h_{2,R}$	Entalpia específica do gás no passador de Sucção [kJ/kg]
$h_{2,s}$	Entalpia específica do gás no passador de Sucção [kJ/kg]
$h_{2,sh}^S$	Entalpia específica do gás superaquecido ao final de uma compressão isentrópica [kJ/kg]
h_3	Entalpia específica do gás na saída do condensador [kJ/kg]
h_4	Entalpia específica do gás na entrada do evaporador [kJ/kg]
h_{dc}	Entalpia específica do gás no orifício de descarga [J/kg]
h_i	Entalpia específica do gás no interior do cilindro [J/kg]
h_{ie}	Entalpia específica do gás no ambiente interno [J/kg]
h_{ld}	Entalpia específica do gás na linha de descarga [J/kg]
h_s	Entalpia específica do gás no passador de sucção [J/kg]
h_{sc}	Entalpia específica do gás no orifício de sucção [J/kg]
h_{outlet}	Entalpia específica do gás na saída do passador de descarga [J/kg]
h_{vb}	Entalpia específica do gás nos volumes do bloco [J/kg]
k	relação de calores específicos [adimensional]
K_v	Constante elástica da válvula [N/m]
\dot{m}	Vazão mássica real bombeada [kg/s]
\dot{m}_d	Vazão mássica descarregada do cilindro [kg/s]
\dot{m}_{dr}	Vazão mássica de refluxo na descarga [kg/s]
\dot{m}_{epc}	Vazão mássica que entra pela folga pistão-cilindro [kg/s]
m_i	Massa de gás no interior da câmara de compressão [kg]
\dot{m}_s	Vazão mássica da câmara de sucção que entra no cilindro

	[kg/s]
\dot{m}_{spc}	Vazão mássica que sai pela folga pistão-cilindro [kg/s]
\dot{m}_{sr}	Vazão mássica de refluxo na sucção [kg/s]
\dot{m}_{vaz}	Vazão mássica por vazamento através da folga pistão/cilindro [kg/s]
M_v	Massa equivalente da válvula [m]
P_i	Pressão instantânea do gás no interior da câmara de compressão [Pa]
\dot{Q}_c	Capacidade de aquecimento [W]
\dot{Q}_e	Capacidade de Refrigeração [W]
\dot{Q}_w	Calor trocado entre o gás e as paredes do cilindro [W]
P_D	Pressão de condensação
P_S	Pressão de evaporação
r_s	razão de pressões [adimensional]
R	Constante do gás refrigerante [J/kg.K]
T	Tempo [s]
T	Temperatura [°C, K]
T_c	Temperatura de condensação [°C, K]
T_e	Temperatura de evaporação [°C, K]
T_{dc}	Temperatura do gás e do óleo na câmara de descarga [°C, K]
T_{ee}	Temperatura do ambiente externo [°C, K]
T_h	Temperatura externa da carcaça [°C, K]
T_i	Temperatura do gás refrigerante no cilindro [°C, K]
T_{ic}	Temperatura do gás refrigerante no início da compressão [°C, K]
T_{ie}	Temperatura do refrigerante no ambiente interno [°C, K]
T_{ld}	Temperatura do refrigerante e do óleo na linha de descarga [°C, K]
T_m	Temperatura do motor [°C, K]
T_{md}	Temperatura média de descarga [°C, K]
$T_{s,}$	Temperatura do refrigerante na entrada do filtro de sucção [°C, K]

T_{sc} ,	Temperatura do gás saindo do filtro e entrando no cilindro [°C, K]
T_{vb}	Temperatura do gás e do óleo nos volumes do bloco [°C, K]
T_w	Temperatura da parede do cilindro [°C, K]
\overline{UA}_{dc}	Condutância térmica global – Câmara de descarga e [W/K]
\overline{UA}_e	Condutância térmica global – Carcaça e vizinhança [W/K]
\overline{UA}_{ld}	Condutância térmica global – Linha de descarga e ambiente interno [W/K]
\overline{UA}_m	Condutância térmica global – Motor e ambiente interno [W/K]
\overline{UA}_{sc}	Condutância térmica global – Sucção e ambiente interno [W/K]
\overline{UA}_{vb}	Condutância térmica global – Volumes do bloco e ambiente interno [W/K]
V_p	Velocidade do pistão no interior do cilindro [m/s]
V_r	Velocidade do gás ao longo da folga pistão cilindro [m/s]
\bar{V}_r	Velocidade média do gás na folga pistão cilindro [m/s]
\dot{W}_{REAL}	Potência de compressão real considerando o superaquecimento [W]
\dot{W}_{IDEAL}	Potência de compressão ideal para produzir a capacidade real [W]
\dot{W}_b	Potência dissipada pelos mancais [W]
\dot{W}_{desc}	Potência de descarga [W]
\dot{W}_e	Potência elétrica consumida pelo compressor [W]
\dot{W}_{ef}	Potência de compressão efetiva [W]
\dot{W}_{el}	Potência dissipada pelo motor elétrico [W]
\dot{W}_{ind}	Potência indicada (termodinâmica) [W]
\dot{W}_i	Trabalho instantâneo realizado sobre o gás [W]
\dot{W}_{pump}	Potência de bombeamento [W]
\dot{W}_{sh}	Potência consumida pelo superaquecimento [W]
$\dot{W}_{sh,H}$	Potência consumida pelo superaquecimento no aquecimento [W]

$\dot{W}_{sh,R}$	Potência consumida pelo superaquecimento na refrigeração [W]
\dot{W}_{suc}	Potência de sucção [W]
w_R	Trabalho específico real [J/kg]
w_s	Trabalho específico isentrópico [J/kg]
x_v	Deslocamento da válvula [m/s]
\dot{x}_v	Velocidade [m/s]
\ddot{x}_v	Aceleração da válvula [m/s]
δ_{pc}	Folga pistão cilindro [m]
V_{cc}	Volume deslocado pelo compressor [m ³]
V_m	Volume morto [m ³]
ρ_1	Massa específica do gás na sucção [kg/m ³]
Δh_c	Capacidade específica de aquecimento [kJ/kg]
Δh_e	Capacidade específica de refrigeração [kJ/kg]

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	33
1.1 TIPOS DE BOMBAS DE CALOR E COMPRESSORES APLICADOS	34
1.2 MERCADO DE BOMBA DE CALOR	37
1.3 PROJETO DE COMPRESSORES	38
1.4 ESCOPO DO TRABALHO	42
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	43
2.1 FLUIDOS	46
2.2 ASPECTOS CRÍTICOS	48
2.2.1 Retorno de líquido	49
2.2.1.1 Ciclo de descongelamento	50
2.2.1.2 Partida inundada	51
2.2.1.3 Solução para o Retorno de Líquido	53
2.2.2 Mancalização	55
2.3 SÍNTESE	56
3 DEFINIÇÃO DO CICLO E PARÂMETROS EFICIÊNCIA	57
3.1 CONDIÇÕES DE OPERAÇÃO DE REFRIGERAÇÃO E AQUECIMENTO	61
3.2 ANÁLISE COMPARATIVA DO CICLO PADRÃO: REFRIGERAÇÃO X AQUECIMENTO	62
3.3 CAPACIDADE DE AQUECIMENTO	65
3.4 EFEITO DO SUPERAQUECIMENTO	68
3.4.1 Efeito do superaquecimento em compressores para fins de refrigeração	75
3.4.2 Efeito do superaquecimento em compressores para fins de aquecimento	76
3.5 EFEITO DA TEMPERATURA DE DESCARGA	77
4 MODELO E PROCEDIMENTO DE SOLUÇÃO NUMÉRICA	79
4.1 MODELO MATEMÁTICO DO CICLO DE COMPRESSÃO	80
4.1.1 Volume da câmara de compressão	80
4.1.2 Propriedades termodinâmicas do fluido de trabalho	81
4.1.3 Dinâmica de válvulas	84
4.1.4 Vazão de massa em válvulas	85
4.1.5 Vazão de massa pela folga entre pistão e cilindro	86
4.2 MODELO MATEMÁTICO DO PERFIL TÉRMICO DO COMPRESSOR	87
4.2.1 Balanço de Energia no Filtro de Sucção e nas Câmaras de Sucção	89

4.2.2 Balanço de Energia no Cilindro	90
4.2.3 Balanço de Energia na Câmara de Descarga	91
4.2.4 Balanço de Energia no Filtro de Descarga	92
4.2.5 Balanço no Motor Elétrico e no Compressor	93
4.3 PROCEDIMENTO DE SOLUÇÃO	95
5 BANCADA E PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL	103
5.1 INTRODUÇÃO	103
5.2 BANCADA CALORIMÉTRICA	103
5.3 INSTRUMENTAÇÃO DO COMPRESSOR	108
5.4 PROCEDIMENTO DE TESTE	110
6 RESULTADOS E DISCUSSÕES	115
6.1 INTRODUÇÃO	115
6.2 ANÁLISE TEÓRICA DO EFEITO DO SUPERAQUECIMENTO	115
6.2.1 Resultados Globais de Desempenho	115
6.2.2 Gerenciamento Térmico	120
6.2.3 Análise do Superaquecimento	124
6.3 RESULTADOS EXPERIMENTAIS	128
6.3.1 Análise Experimental do Superaquecimento	128
6.3.2 Comparativo Numérico e Experimental	132
7 CONCLUSÕES	137
7.1 CONSIDERAÇÕES PRELIMINARES	137
7.2 CONCLUSÕES	137
7.3 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	139
8 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	141

1 INTRODUÇÃO

Em 1834, Jacob Perkins patenteou o primeiro sistema cíclico de refrigeração, utilizando o princípio de ciclo de compressão a vapor. Tal invenção possibilitou mais tarde o surgimento de condicionadores de ar e de bombas de calor. As bombas de calor podem ser definidas como um ciclo termodinâmico por compressão de vapor, funcionando com o objetivo de aquecer um meio, seja este um ambiente ou uma substância (por exemplo, água).

A aplicação de bombas de calor é intensa em países de clima frio, em substituição a sistemas mais antigos, cuja fonte de calor advém da queima de combustíveis fósseis. Porém, as preocupações crescentes com a preservação dos recursos naturais e com a racionalização do consumo de energia impõem à indústria o desafio de desenvolver sistemas mais eficientes e que não agredam o meio ambiente. Para alcançar esses objetivos, torna-se imprescindível o aperfeiçoamento dos componentes do sistema, buscando a plena compreensão do ciclo de compressão a vapor e do funcionamento de cada componente neste tipo de aplicação.

No ciclo de compressão a vapor, a transferência de calor envolvendo um fluido com mudança de fase é mais eficiente quando comparada àquela em que ocorre apenas a transferência de calor sensível. Dessa maneira, os ciclos por compressão de vapor são construídos para absorverem e rejeitarem calor geralmente em condições de mudança de fase, através de processos de evaporação e de condensação.

Para o funcionamento de um ciclo por compressão de vapor, necessita-se de um dispositivo que eleve a pressão do fluido, denominado compressor, entre as condições de evaporação e condensação, e forneça a vazão do fluido requerida pelo ciclo. Da mesma forma, necessita-se também de um dispositivo para reduzir a pressão entre as condições de condensação e evaporação, com o emprego de uma válvula de expansão ou tubo capilar, de maneira a manter o sistema submetido a dois níveis de pressão.

A forma mais básica de sistema operando de acordo com princípio de compressão de vapor é composto por quatro componentes: evaporador, condensador, compressor e dispositivo de expansão, conforme representado esquematicamente na Figura 1.1.

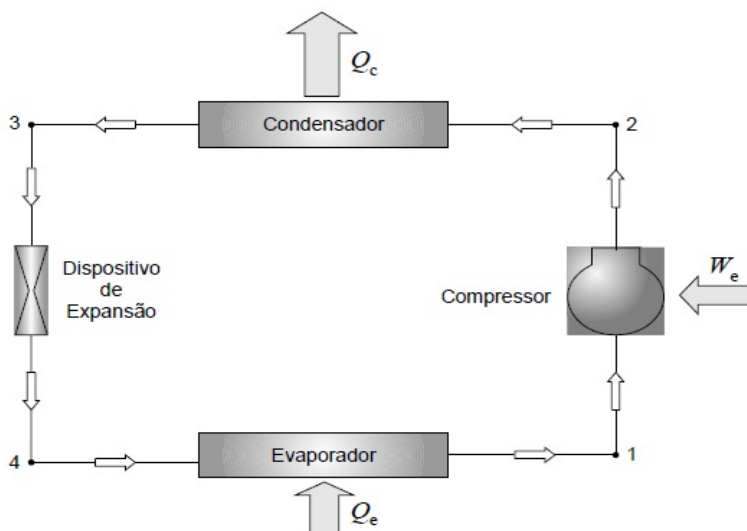


Figura 1.1 Ciclo de refrigeração/aquecimento por compressão mecânica de vapor. Fonte: Pereira, (2006).

O ciclo ideal de compressão de vapor possui uma operação bem definida. O fluido refrigerante entra no compressor no estado de vapor saturado e tem a sua pressão aumentada isentropicamente pela adição da potência de compressão, \dot{W}_e , no compressor. Ao deixar o compressor, o fluido escoar através do condensador onde libera energia na forma de calor, \dot{Q}_c , para o ambiente a ser aquecido, mudando a sua fase para líquido saturado. Em seguida, o líquido é expandido isentalpicamente através do dispositivo de expansão, passando ao estado bifásico. Finalmente o fluido entra no evaporador, onde absorve calor, \dot{Q}_e , do ambiente a ser resfriado, tornando-se novamente vapor saturado e completando o ciclo, que volta a se repetir.

1.1 TIPOS DE BOMBAS DE CALOR E COMPRESSORES APLICADOS

A utilização do ciclo de compressão a vapor com a finalidade de aquecer dá origem aos sistemas de aquecimento, também denominados bombas de calor, que possuem uma vasta faixa de aplicação e se estendem das residências até os mais variados ramos industriais. Dentro dessa faixa existem aplicações de aquecimento para baixa temperatura (40°C - 70°C), na qual estão incluídas as aplicações residenciais, e para

altas temperaturas ($>70\text{ }^{\circ}\text{C}$), referentes aos processos industriais.

As indústrias químicas, alimentícias e de celulose utilizam largamente as bombas de calor nas quais o processo de aquecimento é requerido na forma de água quente, vapor ou ar quente.

Para aquecimento de ambientes, as faixas de capacidade de aquecimento podem variar de 1kW a 1000kW, atendendo desde um cômodo de uma residência até uma unidade industrial, respectivamente.

As bombas de calor são classificadas quanto ao meio da fonte de calor (\dot{Q}_e) e quanto ao meio de rejeição de calor (\dot{Q}_c). Um exemplo são as bombas de calor para aquecimento de água as quais absorvem calor do ar do ambiente externo (fonte de calor) e rejeitam o calor no interior de um tanque contendo água.

As fontes de calor incluem o ar externo, ar de exaustão, ar de ventilação, água do oceano, água dos lagos, água de esgoto, água de lençóis freáticos, solo, água residual de processos industriais e processos de aquecimento industrial. Normalmente, as bombas de calor podem ser classificadas da seguinte forma:

- a) Ar-para-ar (*air-to-air*): comumente usadas em residências e prédios como ciclos de refrigeração reversos para refrigerar e aquecer conforme a necessidade.
- b) Ar-para-água (*air-to-water*): usadas para o aquecimento de piscinas, ambientes internos de residências e para fornecimento de água quente.
- c) Água-para-ar (*water-to-air*): utilizam o calor armazenado nas águas de lagos, rios ou lençóis freáticos para aquecer ambientes internos. O uso da água de lençóis freáticos (poços) como fonte de calor não é mais aplicada devido aos impactos ambientais e dificuldades perante à legislação ambiental em alguns países.
- d) Solo-para-ar (*ground-to-air*): a temperatura quase constante do solo é utilizada como fonte de calor para o aquecimento do ar de ambientes.
- e) Solo-para-água (*ground-to-water*): possui a mesma fonte de calor descrita no item anterior, mas o calor é retirado do solo e direcionado para a água através de trocadores de calor associados a ventiladores.

Nas bombas de calor do tipo ar-ar e ar-água estão inclusos os sistemas domésticos que dominam o mercado mundial. As bombas de calor para aquecimento de ambientes internos e as secadoras de roupas são as aplicações mais comuns de aquecimento do tipo ar-ar. A Figura

1.2a apresenta o esquema de instalação de uma bomba de calor do tipo ar-ar aplicada para aquecimento doméstico.

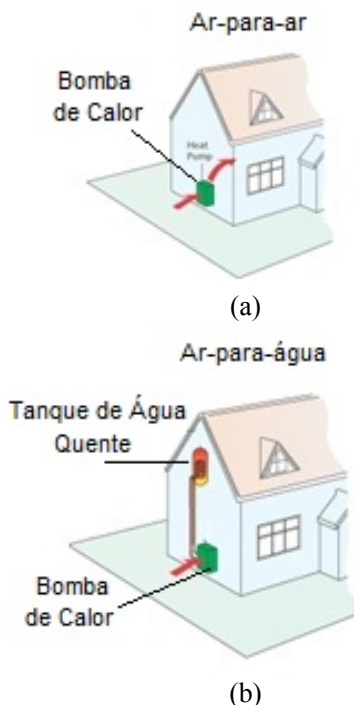


Figura 1.2 Exemplo ilustrativo de bombas de calor (a) tipo ar-ar e (b) tipo ar-água. Fonte: Heat Pump Association (2012), WEB.

Em uma secadora de roupa, denominada *dryer* em inglês, o ar proveniente do processo de secagem anterior é desumidificado no evaporador, aquecido no condensador e, finalmente, insuflado sobre a roupa úmida, tornando-se novamente ar úmido.

As bombas de calor do tipo ar-água, Figura 1.2b, são aplicadas para suprir a demanda residencial por água aquecida, que corresponde predominantemente ao banho. Porém, existem aplicações onde essa demanda é ainda maior, a exemplo das bombas de calor aplicadas ao aquecimento de piscinas, onde o volume de água exige sistemas de capacidade muito superior.

Como citado anteriormente, para cada aplicação existe uma demanda de aquecimento que, por sua vez, determina as dimensões do

sistema. Dentre os componentes do sistema, o compressor possui grande importância por ser o responsável em elevar os níveis de pressão e fornecer a vazão de massa compatível com a capacidade requerida.

Assim, nas aplicações residenciais, os compressores de maior aplicação são: alternativo, rotativo e “scroll”. O último é largamente utilizado em aplicações que demandam alta capacidade de aquecimento, como nas bombas de calor para piscinas.

1.2 MERCADO DE BOMBA DE CALOR

De acordo com o relatório publicado pela UNEP (2010), o mercado das bombas de calor para aquecimento de água, denominadas em inglês por *heat pumps water heaters* (HPWH), tem crescido largamente na Europa, Japão, China e na Austrália devido a incentivos governamentais na tentativa de reduzir os impactos ambientais pela queima de combustíveis fósseis e o alto consumo de energia elétrica dos sistemas de aquecimento obsoletos.

Mais de um milhão de bombas de calor do tipo ar-para-água foram vendidas em todo mundo em 2008. Previsões de vendas mostram crescimento acentuado nos EUA, Japão, China e Europa. Deste montante pode ser atribuir 500 mil unidades no Japão, 300 mil na Europa, 190 mil na China e 10 mil nos EUA e Austrália.

O governo japonês oferece subsídios para introduzir aquecedores de água com R-744 (CO₂), onde esses sistemas oferecem água quente entre 80°C-90°C, com eficiência de 3 a 4 vezes superior a dos aquecedores elétricos (considerando uma análise exergética). A utilização de CO₂ como fluido refrigerante é bastante explorada pelos japoneses e desperta também o interesse dos europeus, pois esses sistemas podem operar com temperaturas externas de até -20°C.

De acordo com o relatório da ENERGY STAR® (2010), nos Estados Unidos, os sistemas de aquecimento de água representam entre 13 e 17% do consumo de energia elétrica residencial, o que o coloca em terceiro entre os utensílios domésticos que mais consomem. Em 2009, um total de oito milhões de aquecedores de água residenciais foram vendidos nos Estados Unidos. Nesse enorme mercado, as bombas de calor por compressão de vapor ocupam uma parcela pouco expressiva, que pode ser interpretada como uma grande oportunidade comercial para empresas do setor.

Conforme mencionado, o mercado mundial para bombas de calor de aquecimento de água tem crescido significativamente. Os

desenvolvimentos de tecnologias de aquecimento em diferentes partes do mundo aumentaram, visando a maiores níveis de eficiência. Isso requer conhecer o comportamento dos fluidos atuais que operam nessa aplicação, como também o desenvolvimento de novos fluidos, almejando atender as restrições dos mercados.

1.3 PROJETO DE COMPRESSORES

O compressor corresponde ao componente de maior influência na eficiência e confiabilidade de sistemas de aquecimento. O desempenho ótimo de um compressor resulta do compromisso entre as propriedades termodinâmicas do fluido selecionado, o mecanismo de compressão, o tipo de motor elétrico, dentre outros fatores, observando-se, em geral, os seguintes requisitos de projeto:

- Alta eficiência (elevada capacidade e baixo consumo de energia);
- Confiabilidade;
- Níveis de vibração e ruído aceitáveis;
- Ampla faixa de condições de operação;
- Concepção leve e compacta.

O desempenho de ciclos de aquecimento (H) e refrigeração (R) são descritos em termos de coeficientes de performance (COP), sendo a relação entre eles definida como:

$$COP_H = COP_R + 1 \quad (1.1)$$

O Coeficiente de Performance de Aquecimento, COP_H , é uma relação entre a capacidade de aquecimento, \dot{Q}_C , e a potência elétrica consumida pelo compressor \dot{W}_e :

$$COP_H = \frac{\dot{Q}_C}{\dot{W}_e} \quad (1.2)$$

A capacidade de aquecimento é a quantidade de calor que o sistema rejeita no condensador e é expressa por:

$$\dot{Q}_C = \dot{m}\Delta h_C \quad (1.3)$$

onde \dot{m} é a vazão em massa do fluido bombeada pelo compressor e Δh_C é a diferença entre a entalpia específica do fluido na saída e na

entrada do condensador.

O objetivo primordial ao se projetar um sistema de aquecimento é a maximização do COP_H , através do aumento da capacidade de aquecimento e da minimização da potência de compressão, a qual pode ser escrita como:

$$\dot{W}_e = \dot{m}(h_{PLD} - h_{PLS}) \quad (1.4)$$

onde h_{PLD} e h_{PLS} são, respectivamente, as entalpias específicas nos passadores de descarga e de sucção do compressor e \dot{m} é a vazão de massa fornecida pelo compressor.

Conforme já mencionado, o compressor é responsável pela elevação da pressão do fluido e por garantir a vazão requerida pelo sistema, assegurando a capacidade de refrigeração e/ou aquecimento. Vários fatores do sistema podem influenciar o desempenho do compressor, sendo assim necessário conhecê-los em detalhes.

Considerando a aplicação de bomba de calor, diversos tipos de compressores podem ser adotados, tais como o compressor alternativo, o compressor de pistão rolante, o compressor *scroll* e o compressor centrífugo. O presente trabalho considera a análise termodinâmica de compressores alternativos para aplicação de bomba de calor destinada ao aquecimento de água. O compressor alternativo a ser analisado nesse estudo é constituído por:

- sistema de sucção: composto pelo passador de sucção, a câmara de sucção (muffler) e válvula de sucção.
- câmara de compressão: responsável pela elevação da pressão do gás;
- sistema de descarga: composto pela válvula, câmaras, tubo e passador de descarga;
- motor elétrico: responsável pela produção do movimento rotacional do eixo do mecanismo de acionamento;

A figura 1.3 ilustra, de forma simplificada, a distribuição dos componentes do compressor.

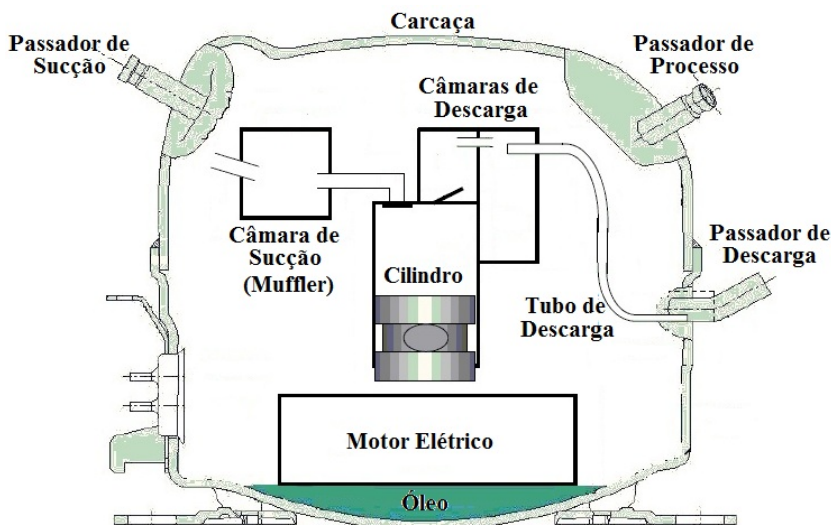


Figura 1.3 Esquema ilustrativo de um compressor hermético alternativo e seus componentes internos. Fonte: Adaptado de Kremer, (2006).

Neste compressor, o acionamento dá-se através de um mecanismo do tipo biela-manivela, conforme na Figura 1.4. Este mecanismo é responsável por transformar o movimento rotacional do eixo em movimento alternativo do pistão no interior do cilindro.

A aplicação de bomba de calor impõe níveis de pressão ao compressor diferentes daqueles típicos de aplicações de refrigeração, modificando o comportamento térmico do compressor e, consequentemente, o seu coeficiente de performance. Por essa razão, a análise do desempenho do compressor nessas aplicações é necessária para o conhecimento dos parâmetros de maior impacto no coeficiente de performance de aquecimento.

Em aplicações de refrigeração, o superaquecimento é um parâmetro que geralmente reduz a eficiência do compressor. Por outro lado, em bombas de calor, deve-se conhecer e quantificar o efeito do superaquecimento para o desenvolvimento de compressores mais eficientes.

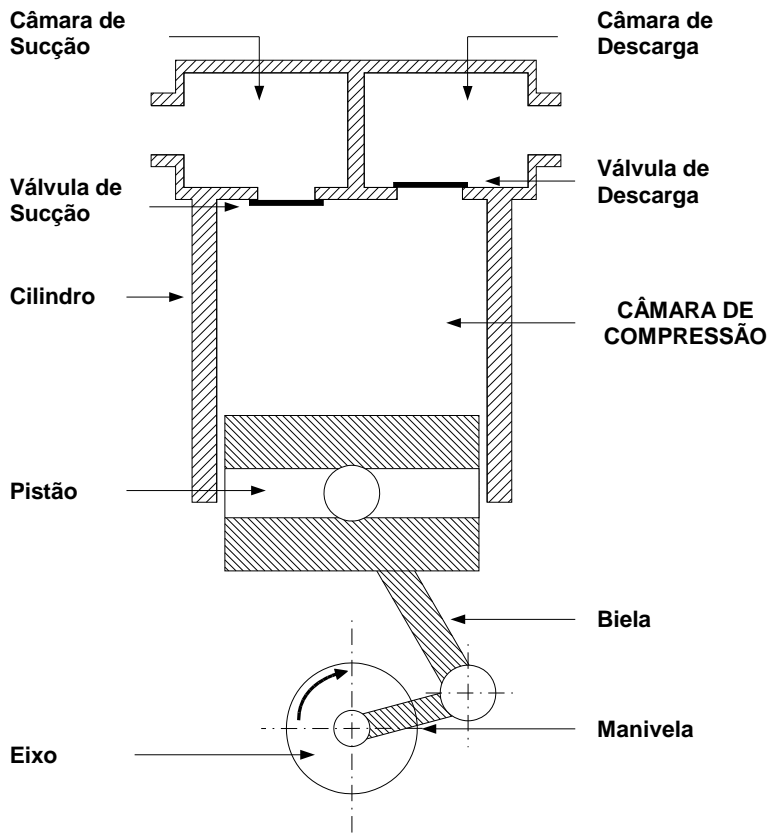


Figura 1.4 Esquema do mecanismo de acionamento de um compressor hermético alternativo. Fonte: Gomes, (2006).

Nas aplicações de bomba de calor, os compressores trabalham com vazões de massa superiores ($> 6\text{ kg/h}$) às encontradas em aplicações de refrigeração. Com isso, a interação térmica entre os componentes do compressor e o fluido refrigerante é bastante afetada devido aos níveis elevados de transferência de calor. O entendimento dessa interação pode permitir a proposta de novos arranjos para os componentes, a fim de aumentar a eficiência do compressor.

Considerando os aspectos supracitados, o desenvolvimento de um modelo numérico para a simulação de compressores em aplicações de bomba de calor é de grande importância, reduzindo os custos para o seu desenvolvimento.

1.4 ESCOPO DO TRABALHO

Em função do exposto nas seções anteriores, os seguintes objetivos são propostos para o presente estudo:

- Identificar os parâmetros mais influentes no desempenho do compressor em sistemas de aquecimento;
- Investigar, por meio de simulação numérica e experimental, o efeito do superaquecimento em bombas de calor, identificando os potenciais de ganho em eficiência nesta aplicação;

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

A necessidade de aquecer, seja um ambiente ou uma substância, existe desde os primórdios da existência humana, quando se lutava pela sobrevivência durante invernos rigorosos. O desenvolvimento tecnológico ampliou as aplicações práticas do aquecimento, tornando-o indispensável para atender as necessidades da sociedade moderna.

A crise mundial do petróleo no início da década de 1970 desencadeou estudos dos sistemas de aquecimento de água, baseados no princípio de compressão de vapor, como alternativa para o uso de combustíveis fósseis que eram usados até aquele momento. As bombas de calor apresentaram grande atratividade e começaram a competir no mercado dominado pelos aquecedores elétricos.

Hepsbali e Kalinci (2009) apresentaram uma revisão do emprego das bombas de calor para aquecimento de água, coletando informações de como essa tecnologia foi desenvolvida durante os anos, citando as diversas fontes de calor utilizadas (geotérmica, elétrica, termoelétrica, etc.) e o panorama atual das mesmas através de coeficientes de desempenho. Os autores concluem que mais análises devem ser conduzidas a fim de aumentar a eficiência das bombas de calor, dado que o gasto de energia para aquecimento de água em residências constituía na segunda maior parcela do total consumido nos Estados Unidos.

Os mesmos autores projetam que a economia de energia devido à tecnologia de bombas de calor será de até 2% do total de energia gasto anualmente nos Estados Unidos em 2020, representando em torno de 24000 GWh, ou seja, aproximadamente 25% da energia gerada por Itaipu no ano de 2010. Assim, a conjuntura atual de racionamento de energia vem contribuindo para alavancar a demanda por bombas de calor de alta eficiência e baixo impacto ambiental, incentivando também o crescimento do número de estudos nesta área.

O compressor é o componente mais estudado dos sistemas de bomba de calor. Horn (1976) identificou algumas características dos sistemas de aquecimento e sobre o compressor utilizado neste tipo de aplicação. Considerando o compressor, foram listados diversos pontos críticos, tais como retorno de líquido, circulação externa de óleo, alta carga média nos mancais e o tempo de ciclagem.

Squarer *et al.* (1976) indicaram a necessidade de reprojeter os compressores alternativos destinados à aplicação de bomba de calor, especialmente para baixas temperaturas de evaporação. Os autores

apresentaram uma análise numérica, comparando o compressor referência com um compressor modificado. Dentre todas as modificações sugeridas, o isolamento da sucção apareceu como a maior fonte de ganho de performance, entre 5% a 15%, para baixas temperaturas de evaporação.

Kush *et al.* (1980) realizaram uma avaliação experimental do desempenho de compressores, operando em altas temperaturas de sucção adotadas em aplicações de bomba de calor solar. Nesse trabalho, dois compressores alternativos com dois pistões foram testados, considerando a variação de velocidade dos mesmos como uma função do fornecimento de energia solar.

Giuffrida (1984) apresentou um compressor-condensador como uma solução de alta eficiência para aplicações de bomba de calor. As disposições dos componentes foram projetadas de tal forma a garantir que o compressor fosse refrigerado pela água que circula dentro do trocador de calor. De acordo com Giuffrida (1984), pode-se obter melhoria de aproximadamente 10% a 15% no COP de aquecimento, devido à recuperação do calor da descarga e da redução do superaquecimento.

Parreira e Parise (1988) estudaram cinco tipos de sistemas típicos de controle de capacidade aplicados a compressores alternativos para bombas de calor. O principal objetivo do trabalho foi avaliar como a temperatura de saída da água do condensador poderia ser controlada. As análises dos autores foram feitas através de um modelo numérico desenvolvido por eles, onde foram avaliados: variação da velocidade, variação do volume morto, *by-pass* do gás da descarga, restrição à passagem do gás da sucção e interrupção da válvula de sucção. O melhor resultado foi obtido com as variáveis velocidades de operação e volume morto. Por outro lado, a restrição da sucção e o *by-pass* do gás da descarga não apresentaram os mesmos níveis de melhoria.

Josiassen (1980) apresentou uma avaliação numérica do controle de capacidade para compressores alternativos idênticos, empregados em sistemas de bomba de calor domésticos na Europa. Os resultados mostraram que a média de eficiência sazonal dos compressores aumenta de 5 a 20% com o controle de capacidade, provando a aplicabilidade do controle de capacidade de compressores para bomba de calor.

Hewitt *et al.* (2006) apresentaram uma revisão sobre possíveis melhorias de performance em sistemas de bomba de calor, considerando rearranjos dos componentes e múltiplos estágios de compressão.

Sarkar *et al.* (2004) classificaram as bombas de calor em dois

grupos de acordo com o mecanismo de produção de calor: sistema de absorção e sistema de compressão mecânica de vapor. Este último corresponde ao foco desse trabalho de dissertação.

Bullard e Rajan (2004) apresentaram análises termodinâmicas de uma bomba de calor, explorando várias opções de integrar o aquecimento de água com o aquecimento de ambientes para maximizar a eficiência energética da máquina. É importante destacar que os autores utilizaram um compressor de capacidade variável (VCC) e se preocuparam com a degradação do óleo do compressor devido às altas temperaturas de descarga.

Nos últimos anos, as questões ambientais têm ganhado força e tornaram-se uma grande preocupação dos órgãos governamentais, que não medem esforços na tentativa de reduzir os efeitos do aquecimento global. Por esse motivo, vários governos ao redor do mundo passaram a financiar pesquisas e projetos visando o emprego de fluidos naturais, tais como o CO₂ (R744).

A escolha do fluido para bombas de calor pode ser realizada através de um processo de múltiplos critérios dependentes de aspectos termodinâmicos, segurança e técnicos (Sakar *et al.*, 2004). A crescente preocupação ambiental gerou o surgimento de fluidos de trabalho alternativos. Neksá (2002) apresenta uma breve revisão de algumas atividades com CO₂ aplicados à bomba de calor, indicando a possibilidade de se obterem bombas de calor de desempenho competitivo. Ritcher *et al.* (2003) realizaram uma comparação entre bombas de calor comercialmente disponíveis com R410A e um protótipo operando com R744 (CO₂), com esse último apresentando maior capacidade de aquecimento em temperaturas externas menores.

Nieter (2006) descreve os principais desafios no desenvolvimento de compressores alternativos aplicados à bomba de calor e utilizando o CO₂ como fluido de trabalho. Foram abordados alguns pontos, como a solubilidade do CO₂ no óleo, a carga nos mancais, a alta temperatura de descarga, a integralidade do óleo e a confiabilidade de válvulas. Porém, análises termodinâmicas detalhadas não foram apresentadas.

Na China, com o fomento do Ministério da Ciência e Tecnologia, Pan *et al.* (2011) conduziram estudos teóricos e experimentais abrangendo fluidos refrigerantes diferentes, incluindo misturas aplicadas em bombas de calor com condições de temperatura razoavelmente altas (evaporação variando de 30°C a 55°C e condensação de 60°C a 100°C). Nessa análise, os autores buscaram selecionar o fluido mais eficiente e, ao mesmo tempo, menos nocivo ao meio ambiente. Os resultados

mostraram que uma mistura zeotrópica de R600a (isobutano) e HFC245fa apresentou desempenho adequado para os níveis de temperatura testados, devido à baixa razão de compressão e aos altos níveis de eficiência volumétrica atingidos.

Feidt (2010) realizou uma revisão das máquinas termodinâmicas de ciclo reverso, que mostra a aplicação da termodinâmica para a identificação dos limites máximos dos critérios de otimização sobre o desempenho dessas máquinas e suas possíveis inter-relações.

Kremer *et al.* (2011) realizaram uma análise teórica e experimental do comportamento do superaquecimento em compressores alternativos aplicados em bombas de calor. Nesse trabalho foram avaliados diferentes tipos de sucções do compressor (indireta, semi-direta e semi-direta com isolamento), buscando comparar as ineficiências de cada uma delas. Os resultados mostraram que o superaquecimento pode ser benéfico quando este advém de mancais e do motor elétrico. O calor da linha de descarga deve ser evitado, já que esse seria calor útil a ser trocado pelo condensador com o ambiente a ser aquecido.

2.1 FLUIDOS

Entre 1830 e 1930, o principal critério na escolha de fluidos refrigerantes era praticidade de utilizá-lo no sistema, desconsiderando aspectos como: toxicidade, flamabilidade e compatibilidade ambiental. O desenvolvimento dos condicionadores de ar e dos refrigeradores em larga escala forçaram as indústrias de gases refrigerantes a desenvolver fluidos mais seguros.

Os fluidos refrigerantes CFCs (Cloro-Flúor-Carbono) e HCFCs (Hidro-Cloro-Flúor-Carbono) surgiram no período de 1931 e foram usados até, aproximadamente, 1994. Esses refrigerantes obtiveram enorme aceitação no mercado mundial, pois atendiam aos principais critérios de uso: estabilidade, segurança, eficiência, etc. Entretanto, descobriu-se que esses compostos clorados possuem a capacidade de degradar a camada de ozônio da atmosfera terrestre. Tal descoberta levou as autoridades ambientais em nível mundial a se mobilizarem através do Protocolo de Montreal (Bensafi e Thonon, 2007) com um cronograma de substituição dos fluidos refrigerantes CFCs e HCFCs.

A partir de 1994, a indústria de refrigeração presenciou o surgimento dos refrigerantes HFCs (Hidro-Flúor-Carbono) como a solução para os problemas de degradação da camada de ozônio. A introdução do RHC-134a nos sistemas de ar-condicionado automotivo

alavancou o sucesso desses novos refrigerantes.

Contudo, os HFCs foram listados como contribuintes para o aquecimento global no Protocolo de Kyoto em 1999 e, por isto, a sua utilização generalizada foi destinada a acabar.

Até agora, fluidos sintéticos e misturas têm sido usados visando reduzir efeitos ambientais negativos. Na tabela 1 são resumidas as propriedades e impactos ambientais de alguns dos fluidos comumente adotados.

Tabela 2.1 Impacto ambiental e propriedades de alguns fluidos refrigerantes.

Fluido	Temp. Crítica (°C)	Pressão Crítica (bar)	ODP	GWP (100 anos)	Flama-bilidade
CFC12	100,9	40,6	0,9	8100	Não
HCFC-22	96,2	49,8	0,05	1500	Não
HFC-134a	101,1	40,7	0	1200	Não
HFC-407C	86,8	46,0	0	1600	Não
HFC410A	72,5	49,6	0	1900	Não
HFC404A	72,1	37,4	0	3300	Não
HC-290	96,8	42,5	0	<20	Sim
HC-600a	135,0	36,5	0	<20	Sim
R-744 (CO ₂)	31,0	73,8	0	1	Não
R-717	132,2	113,5	0	0	Sim

Fonte: Modificado de Transcritical R744 (CO₂) Heat Pumps: Technician's Manual.

Analisando a tabela 2.1, nota-se que a substituição dos HCFCs pelos HFCs não trouxe grandes avanços no que tange o potencial de aquecimento global, em inglês denotado por *global warming potential* (GWP). Por isto, novos fluidos têm sido criados na busca de encontrar substâncias que atendam não só as diretrizes de segurança e eficiência, mas também as diretrizes ambientais.

Entre os HFCs, o R134a (HFC-134a) tem ganhado grande destaque no mercado mundial, devido à forte similaridade com as propriedades termofísicas do CFC-12. Além disso, o coeficiente de performance de aquecimento (COP_H) de bombas de calor operando com HFC-134a é praticamente o mesmo obtido com o CFC-12. Além do HFC-134a, pode-se citar outros gases, tais como HFC-152a, HFC-32,

HFC-125a e HFC-507, que são adotados em bombas de calor.

As misturas de diferentes fluidos surgiram como uma alternativa importante na substituição dos CFCs e na viabilização de novas aplicações. As misturas consistem em dois ou mais fluidos de trabalho, e podem ser classificadas como zeotrópica ou azeotrópica. A grande vantagem dessas misturas é que elas podem ser customizadas para cada tipo de aplicação. Conforme o Heat pump center website (2011), dentre as misturas mais utilizadas para fins de aquecimento se destacam R407C e R410A.

Como resultado dos esforços para redução do impacto ambiental, os fluidos naturais vêm sendo aplicados e cada vez mais estudados pela indústria de refrigeração e aquecimento. Tais fluidos tornaram-se bastante atrativos por apresentarem valores próximos de zero para o potencial de degradação da camada de ozônio (ODP) e também para o potencial de aquecimento global (GWP). Como exemplos desta classe de fluido, podem ser citados o R290 (propano) e o CO₂ (dióxido de carbono). Ritcher *et al.* (2003) demonstra que é tecnologicamente viável projetar bombas de calor usando o R744 com níveis de eficiência satisfatórios comparados ao que seria obtido com o R410A.

Apesar do grande benefício ambiental dos fluidos naturais, alguns deles são tóxicos, inflamáveis e requerem níveis elevados de pressão no sistema. Com isso, a aplicação dos mesmos requer projetos especiais dos sistemas, assim como rotinas de manutenção mais frequentes.

No presente trabalho será utilizado o fluido refrigerante R134a, devido à sua grande aceitação no mercado mundial de refrigeração e aquecimento.

2.2 ASPECTOS CRÍTICOS

Assim como na refrigeração, nas aplicações de bomba de calor o compromisso entre eficiência e confiabilidade continua sendo uma exigência do mercado. Porém, as condições às quais esses compressores são submetidos revelam aspectos críticos que dificultam o equilíbrio da relação eficiência-confiabilidade. Baseado no trabalho de Horn (1976), os aspectos críticos de maior relevância são:

- Temperatura de descarga alta;
- Vazão de massa elavada;
- Retorno de líquido;
- Carregamento de mancais.

Os dois primeiros pontos críticos serão abordados em detalhes nas próximas seções, devido à sua grande ocorrência nas bombas de

calor. Não menos importante, os aspectos de confiabilidade serão brevemente comentados, visto que esses não são o escopo principal deste trabalho.

2.2.1 Retorno de líquido

Os sistemas de aquecimento de água, geralmente, estão localizados nos porões das residências que correspondem ao local de menor temperatura e maior umidade. Ou, então, parte do sistema de aquecimento está disposto na parte externa da residência, como mostra a Figura 2.1. Em regiões de clima frio, as bombas de calor operam em temperaturas de evaporação baixas ($<0^{\circ}\text{C}$), tornando inevitável a formação de gelo no evaporador e o resfriamento excessivo do compressor.

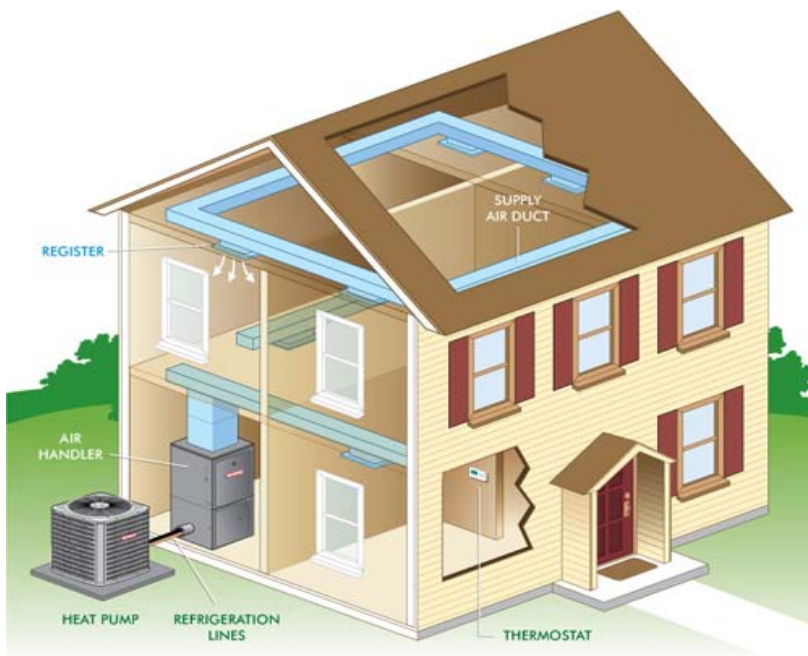


Figura 2.1 Parte do bomba de calor (evaporador) está localizada na parte externa da residência. Fonte: GEOliving (2012), WEB.

Estes efeitos são responsáveis pelas ocorrências do ciclo de descongelamento (*defrost cycle*) e da partida inundada (*flooded start*). Ambos os fenômenos são de extremo risco para a integridade estrutural dos componentes do compressor, exigindo atenção especial na fase do seu projeto.

2.2.1.1 Ciclo de descongelamento

A formação de gelo ou o acúmulo de poeira excessiva nos trocadores de calor atuam como isolantes, dificultando o fluxo de calor e reduzindo a eficiência do sistema. No caso da formação de gelo nos evaporadores, Figura 2.2, torna-se necessário removê-lo, através de um processo chamado de degelo ou, em inglês, *defrost cycle*.



(a)



(b)

Figura 2.2 Formação e Depósito de gelo no evaporador. O acúmulo de excessivo de neve (a) também é prejudicial ao sistema, assim como a formação de gelo nos tubos e aletas do trocador (b). Fonte: InspectAPedia (2012). *WEB*.

O processo de degelo faz uso de uma válvula solenoide cujo acionamento permite que o gás a alta temperatura, proveniente da descarga, seja direcionado para o evaporador, como mostrado na Figura 2.3. Devido à baixa temperatura e pressão do evaporador, o gás a alta temperatura se resfria abruptamente, passando para o estado líquido e escoando diretamente para o compressor.

Essa situação representa uma condição de alto risco para os compressores alternativos que não possuem sistemas de sucção apropriados para suportar o retorno de líquido.

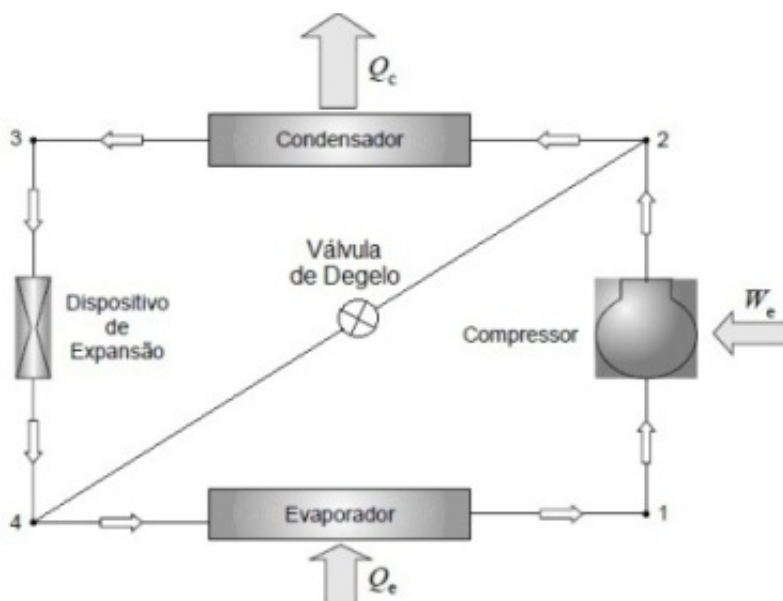


Figura 2.3 Esquema ilustrativo do sistema de aquecimento utilizando válvula solenoide de degelo. Fonte: Adaptado de Pereira, (2006).

2.2.1.2 Partida inundada

A partida inundada, também chamada de *flooded start* e reproduzida na Figura 2.4, corresponde a um processo mais lento e ocorre apenas quando o compressor permanece por um longo tempo inoperante e submetido a temperaturas baixas. Conforme as notas de serviço de campo da Danfoss (2011), o líquido acumulado no evaporador tende a migrar para a região de menor pressão, neste caso o compressor. Consequentemente, ocorre o acúmulo de líquido dentro da

carcaça do compressor (a) e, quando o sistema é ligado novamente, uma súbita queda de pressão ocorre no interior da carcaça, resultando no desprendimento do refrigerante misturado ao óleo (b) e, eventualmente, na formação de espuma (c).

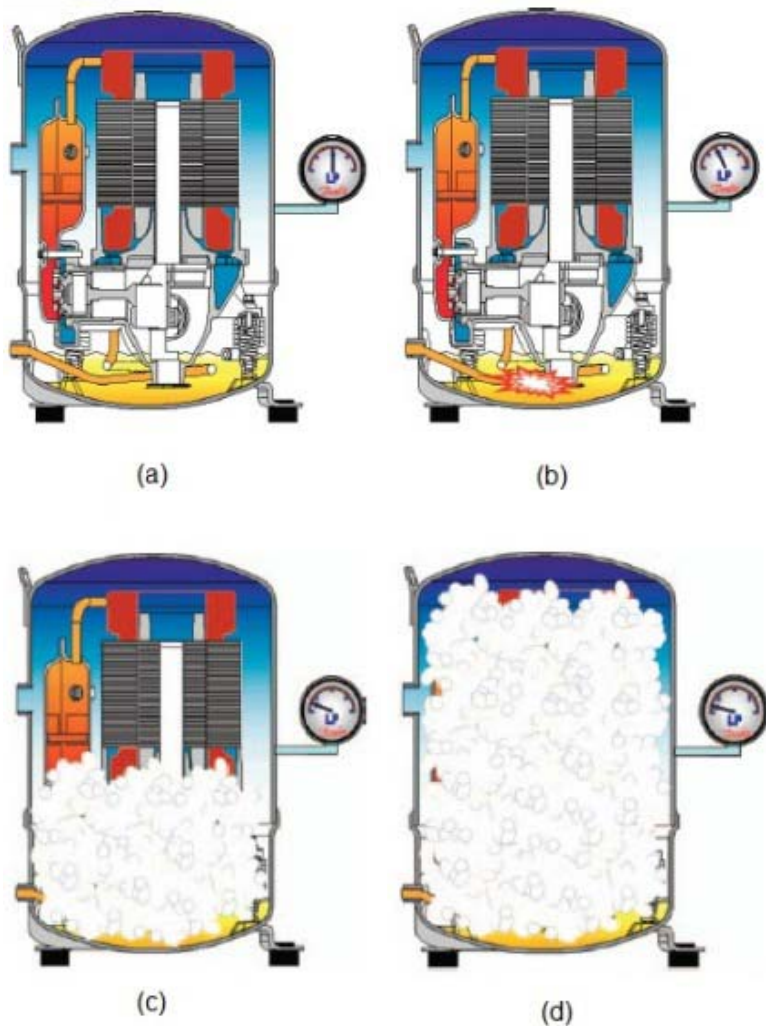


Figura 2.4 Esquema ilustrativo exemplificando as etapas que resultam na partida inundada. Fonte: Danfoss, (2011). WEB.

O fenômeno de partida inundada é considerado como a condição de operação mais severa na qual um compressor alternativo pode ser submetido. Neste caso, o compressor pode vir a falhar por dois motivos: golpe de líquido e/ou óleo insuficiente no cárter do compressor.

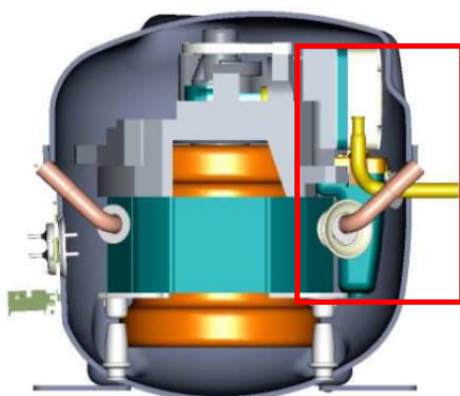
O golpe de líquido ocorre dependendo da quantidade de espuma admitida para o interior do cilindro, levando ao colapso estrutural dos componentes essenciais ao funcionamento do compressor.

A espuma, formada durante o acionamento do compressor, contém milhares de gotículas de óleo que são arrastadas para dentro do cilindro através do processo de sucção. Tal quantidade não é suficiente para efetivar um golpe de líquido, por isso, o compressor opera normalmente, mas o óleo admitido é direcionado para o sistema. Assim, o nível de óleo no cárter do compressor diminui consideravelmente, refletindo na redução do desempenho do sistema de lubrificação que, por sua vez, afeta a estabilidade dos mancais. Então, gradualmente, essa condição pode se agravar até chegar ao limite de falha.

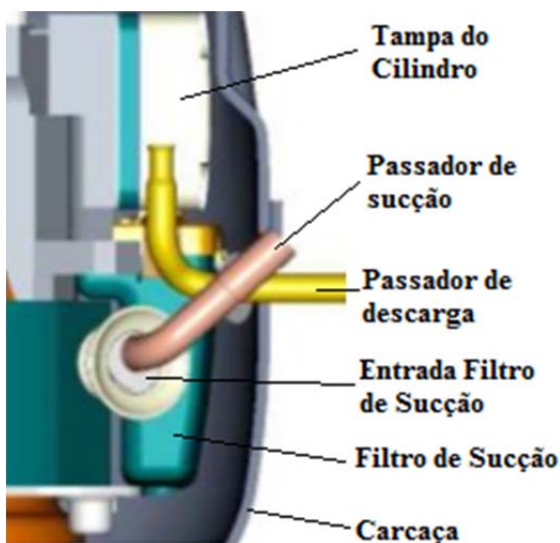
2.2.1.3 Solução para o Retorno de Líquido

A solução para o retorno de líquido pode ser realizada externa ou internamente. A solução externa é bastante aplicada no mercado em compressores rotativos, que possuem um filtro secador antes da entrada da sucção, evitando a chegada de líquido até as câmaras de compressão. Internamente, a solução se resume ao gerenciamento da posição do tubo de sucção em relação à entrada do filtro de sucção. Em outras palavras, o tipo de sucção escolhida (direta, semidireta ou indireta) pode solucionar o problema.

A sucção direta é definida como uma conexão direta entre o passador de sucção e a entrada do filtro acústico de sucção. Nesse caso, o gás proveniente do evaporador não entra em contato direto com o gás aquecido no interior da carcaça, Figura 2.5, reduzindo o superaquecimento do gás e aumentando a vazão de massa. Por outro lado, essa configuração permite que qualquer quantidade de líquido na linha de sucção seja admitida para o interior do cilindro, levando o compressor à falha.



(a)



(b)

Figura 2.5 Esquema da (a) Sucção Direta e o detalhe ampliado desta configuração (b).

A sucção semidireta é caracterizada pela proximidade e o alinhamento entre a entrada do filtro de sucção e a saída do passador de sucção. Por isso, essa configuração possui duas variações: sucção semidireta alinhada (Figura 2.6) e sucção semidireta desalinhada. De

maneira geral, a configuração de sucção semidireta desalinhada é muito útil para solucionar o problema de retorno de líquido, minimizando impactos de superaquecimento.

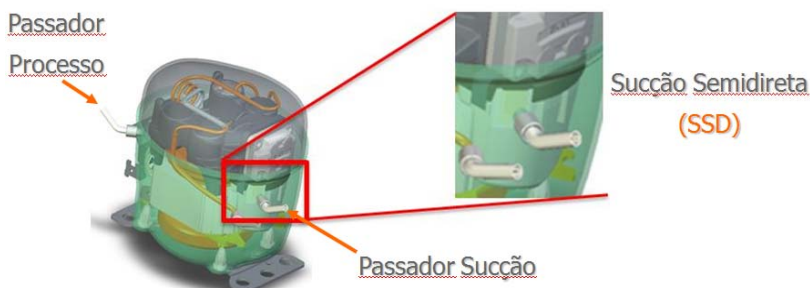


Figura 2.6 Esquema da Sucção Semi-Direta

A sucção indireta é uma configuração na qual o passador de sucção está afastado da entrada do filtro de sucção. Um exemplo deste tipo de sucção ocorre quando o passador de processo é usado como passador de sucção. Isso favorece muito a confiabilidade de compressores alternativos que sofrem com o retorno de líquido. Porém, seu impacto na eficiência é extremamente relevante do ponto de vista de superaquecimento.

Nos compressores alternativos de bombas de calor é muito comum encontrar configurações de sucção semidireta ou indireta.

2.2.2 Mancalização

Os mancais hidrodinâmicos são bastante sensíveis ao carregamento que lhes são impostos e, por esse motivo, nota-se claramente que suas características mudam conforme sua aplicação. No caso da refrigeração, é possível utilizar óleos lubrificantes de baixa viscosidade (ISO5 ou ISO10) e mancais mais curtos, garantindo sustentação e estabilidade hidrodinâmica. Ao considerar aplicações de aquecimento, os altos fluxos de massa impõem carregamentos maiores, obrigando a utilização de óleos lubrificantes mais viscosos (ISO22 ou ISO32) e mancais mais longos.

O sistema de lubrificação do compressor tem como função garantir o fornecimento de óleo aos mancais. Para isso, é preciso que o nível de óleo presente no cárter não fique abaixo do seu limite mínimo. Nesse caso, é preciso se atentar para a razão entre a quantidade de óleo arrastado para o sistema e a quantidade de óleo que retorna ao

compressor. Procedendo assim, pode-se garantir que o compressor não opere em condições de lubrificação limite e venha a sofrer falha.

2.3 SÍNTESE

A revisão da literatura apresentada neste capítulo tratou de aspectos relacionados tanto ao desempenho dos sistemas de aquecimento, como também dos compressores alternativos neles utilizados.

Os trabalhos publicados na área de aquecimento são, em sua grande maioria, relacionados às melhorias nos sistemas para atingir níveis maiores de eficiência. As soluções de melhoria do desempenho do sistema são as mais variadas, tais como, variação da capacidade (VCC), novos fluidos refrigerantes, rearranjo entre componentes do sistema e diferentes compressores. A utilização de diferentes tipos de fluidos refrigerantes (CO₂, R410A) é abordada, principalmente, com o objetivo de comparação de desempenho conforme indicado por Ritcher *et al.* (2003). Além disso, novas misturas foram propostas buscando maximizar a eficiência volumétrica em condições específicas nos estudos realizados por Pan *et al.* (2011).

As investigações sobre compressores alternativos aplicados a bombas de calor são restritas ao desempenho termodinâmico dos mesmos. O estudo precursor de Horn (1976) consiste essencialmente na exposição dos pontos críticos de operação do compressor nesta aplicação. Giuffrida (1984) avançou esta análise ao considerar a construção de um protótipo de compressor-condensador para recuperação do calor da descarga e para redução do superaquecimento na sucção, o que resultou em ganhos expressivos de eficiência e capacidade de aquecimento. Mais recentemente, Kremer *et al.* (2011) realizaram um estudo teórico-experimental do efeito do superaquecimento sobre um compressor alternativo, mostrando que o mesmo pode ser benéfico em aplicações de aquecimento (bombas de calor).

A escassez de estudos na literatura sobre o desempenho termodinâmico de compressores alternativos aplicados a bombas de calor é a principal motivação do tema dessa dissertação.

3 DEFINIÇÃO DO CICLO E PARÂMETROS EFICIÊNCIA

Como já mencionado, a função básica de um sistema de aquecimento (bomba de calor) é remover calor de um reservatório a baixa temperatura e transferi-lo para um reservatório a uma temperatura mais alta. Referindo-se a sistemas por compressão de vapor, o calor Q_E é removido do ambiente cuja temperatura é a temperatura do meio externo (T_E) e transferido ao meio que se deseja aquecer, mantendo-o a uma temperatura T_C , maior que T_E . Para que esse processo de transferência de calor ocorra, é necessário o fornecimento de energia externa na forma de trabalho (Figura 3.1).

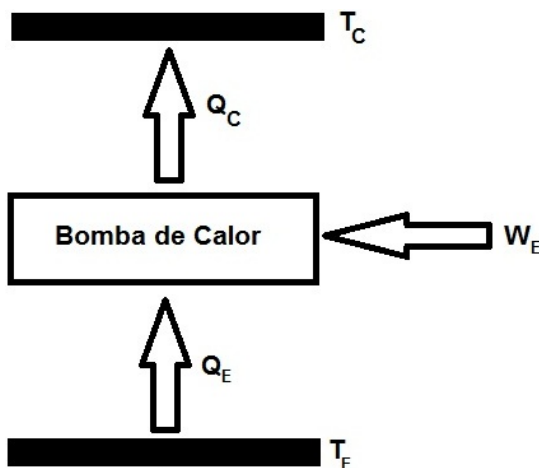


Figura 3.1 Diagrama de Bloco descrevendo o funcionamento de uma bomba de calor ou refrigerador.

Ao se aplicar a primeira Lei da Termodinâmica em um sistema de aquecimento, tem-se que a diferença entre o calor removido do ambiente refrigerado a T_E e o calor rejeitado ao ambiente a T_C corresponde numericamente à potência consumida (W_E) para realização do processo.

$$Q_C - Q_E = W_E \quad (3.1)$$

Por definição, o coeficiente de performance de um refrigerador ou bomba de calor é definido pela razão entre a sua potência útil e a potência consumida (W_E). Em um refrigerador, a potência útil corresponde ao calor removido do ambiente a ser refrigerado (Q_E), o que

define seu coeficiente de performance conforme a equação (3.2).

$$COP_R = \frac{Q_E}{W_E} \quad (3.2)$$

No caso de uma bomba de calor, a potência útil do sistema passa a ser o calor rejeitado para o ambiente que se deseja aquecer (Q_C). Dessa forma, o coeficiente de performance passa a ser escrito por

$$COP_H = \frac{Q_C}{W_E} \quad (3.3)$$

É possível escrever a equação (3.3) de forma que o coeficiente de performance possa ser expresso pelas parcelas de calores trocados pelo sistema. Associando a equação (3.1) com a (3.3), tem-se o COP_H definido apenas em função do calor removido, Q_E , e do calor rejeitado, Q_C .

$$COP_H = \frac{Q_C}{Q_C - Q_E} \quad (3.4)$$

Considerando as equações (3.2) e (3.3), juntamente com a (3.1), é possível escrever uma relação entre os coeficientes de performance para aquecimento e refrigeração da seguinte forma:

$$COP_H = COP_R + 1 \quad (3.5)$$

Essa relação mostra que o coeficiente de performance de uma bomba de calor é sempre maior que a unidade. Deve ser lembrado, no entanto, que esta relação vale apenas para uma compressão isentrópica.

Seguindo a idealização de Carnot, pode-se mostrar que o máximo valor do coeficiente de performance para um sistema de aquecimento pode ser avaliado a partir das temperaturas do ambiente a ser aquecido (T_E) e do ambiente externo (T_C). Desta forma, o coeficiente de performance ideal, ou de uma bomba de calor de Carnot, é:

$$COP_{H,C} = \frac{T_C}{T_C - T_E} \quad (3.6)$$

Em um ciclo termodinâmico operando com o coeficiente de performance de Carnot, todos os processos envolvidos devem ser reversíveis, implicando na inexistência de atrito, e as trocas de calor

devem ser isotérmicas, ocorrendo com diferença de temperatura infinitesimal.

O ciclo de Carnot é idealizado com uma compressão adiabática reversível, uma liberação de calor isotérmica, uma expansão adiabática reversível e uma admissão isotérmica de calor, conforme ilustrado no diagrama T-s da Figura 3.2. Além disso, o trabalho produzido na expansão é aproveitado na compressão. Do ponto de vista tecnológico, é difícil realizar uma compressão úmida (1-2) e é impossível trocar calor sem haver uma diferença de temperatura entre os ambientes (T_C e T_E) e o fluido refrigerante que muda de fase nos trocadores de calor.

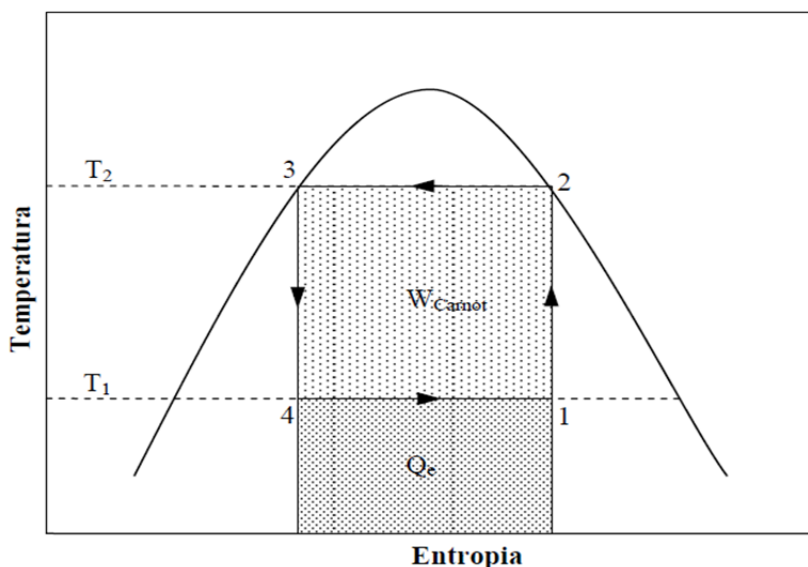


Figura 3.2 Diagrama T-s idealizando um ciclo de aquecimento de Carnot. Fonte: Kremer, (2006).

Em uma condição típica na qual os compressores para bombas de calor são testados, o fluido refrigerante evapora totalmente a $7,2^{\circ}\text{C}$, deixa o evaporador e troca calor com o refrigerante que passa através do dispositivo de expansão. O refrigerante sai deste trocador de calor no estado superaquecido, na temperatura de 35°C , e entra no compressor onde o mesmo é comprimido de forma isentrópica. Ao sair do compressor, o gás percorre o condensador, expande-se no dispositivo de expansão com troca de calor e retorna ao evaporador.

Para alguns fluidos de trabalho, como o R134a (foco deste

trabalho), a troca de calor entre o vapor saturado que sai do evaporador e o líquido saturado que entra no dispositivo de expansão serve tanto para aumentar a capacidade de refrigeração e o COP do sistema, quanto para prevenir a ocorrência de golpes de líquido no compressor. O diagrama p-h representando um sistema de compressão de vapor, típico de aquecimento, é apresentado na Figura 3.3. Duas diferenças fundamentais deste ciclo em relação ao ciclo ideal de Carnot são a não utilização do trabalho de expansão e a compressão isentrópica de vapor superaquecido ao invés da compressão de refrigerante na região de saturação. Essa última traz como consequência uma temperatura final de compressão muito mais elevada que a temperatura do ambiente, exigindo uma troca de calor com diferença grande de temperatura, contrariamente com o que Carnot propõe. Essas diferenças entre o ciclo de Carnot e o ciclo de aquecimento introduzem irreversibilidades no sistema, denominadas perdas do ciclo.

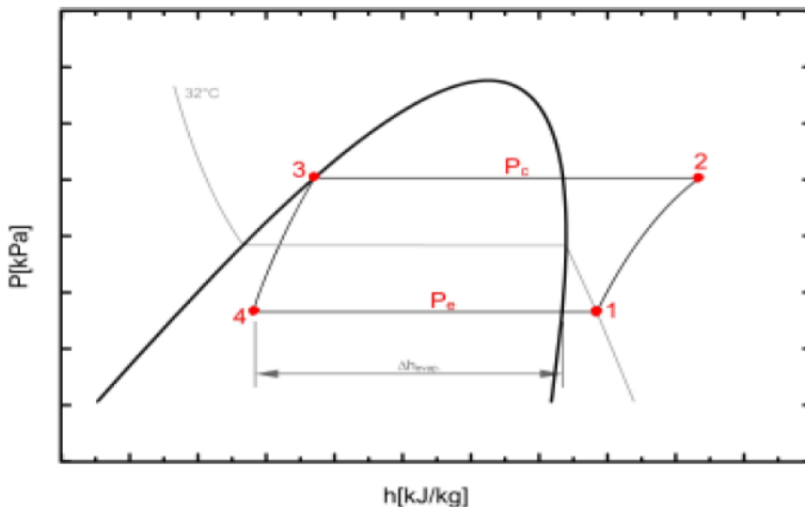


Figura 3.3 Diagrama P-h e o ciclo de aquecimento. Fonte: Kremer, (2006).

O ciclo representado na Figura 3.3, denominado ciclo Rankine, possui o seu coeficiente de performance de aquecimento definido como:

$$COP_{H,Ciclo} = \frac{(h_2 - h_3)}{(h_2 - h_1)_S} \quad (3.7)$$

onde $(h_2 - h_3)$ corresponde à diferença de entalpia do fluido refrigerante

entre a entrada e a saída do condensador e $(h_2-h_1)_s$ é o trabalho específico correspondente à diferença de entalpia do fluido entre os estados final e inicial de um processo de compressão isentrópico.

O $COP_{H,Ciclo}$ é menor que o $COP_{H,C}$ e sua definição é, portanto, uma maneira de identificar as ineficiências inerentes ao ciclo de compressão de vapor utilizado nos sistemas de refrigeração ou aquecimento.

3.1 CONDIÇÕES DE OPERAÇÃO DE REFRIGERAÇÃO E AQUECIMENTO

As condições de operação de um compressor alternativo, aplicado à refrigeração, podem ser as mais variadas possíveis, dependendo da aplicação para o qual o sistema foi projetado. No caso das bombas de calor, as condições de operação estão em regiões de temperaturas de evaporação mais elevadas, o que torna esses compressores mais exigidos estrutural e termodinamicamente.

Em ambos os casos, os fabricantes geralmente delimitam as condições de aplicação, determinando faixas de temperatura de evaporação e condensação. Assim, o compressor pode operar sem comprometer sua confiabilidade e performance. Essas faixas são particulares de cada tipo de compressor e sua aplicação, sendo denominadas como “envelopes de aplicação”. Na Figura 3.4 estão representados três envelopes de aplicação de refrigeração e um envelope de aplicação para bomba de calor.

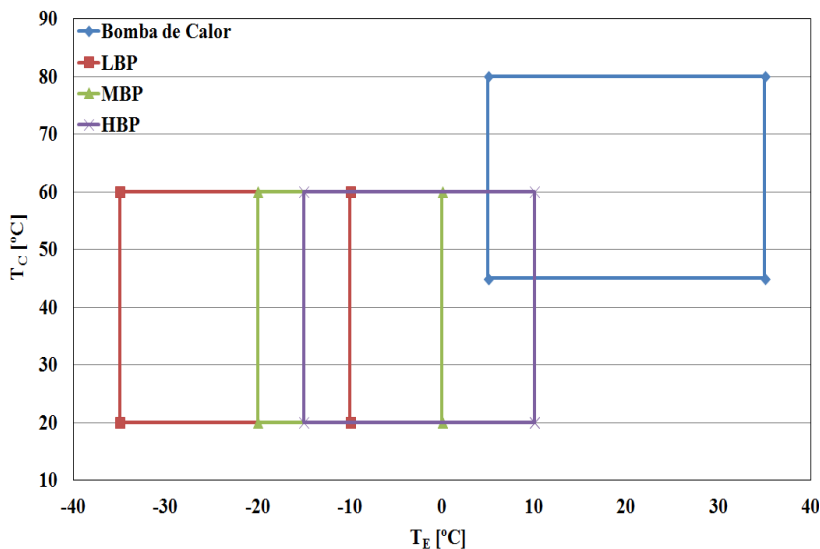


Figura 3.4 Envelopes de aplicação para refrigeração e aquecimento.

As linhas vermelhas, verdes e roxas formam, respectivamente, os envelopes de aplicação LBP (*Low Back Pressure*), MBP (*Medium Back Pressure*) e HBP (*High Back Pressure*). Como pode ser observado, os três envelopes de aplicação possuem máxima temperatura de condensação de 60°C. Enquanto isso, as bombas de calor requerem máxima temperatura de condensação da ordem de 80°C, uma temperatura considerada baixa dentro da classe de bombas de calor.

As temperaturas de evaporação são influenciadas pelas temperaturas dos ambientes nos quais os sistemas de aquecimento operam. Porém, de uma forma geral, pode-se dizer que as bombas de calor operam com temperaturas de evaporação acima de -10°C, podendo atingir valores de até 40°C, como nas secadoras de roupas. Nessas condições, os compressores trabalham em regime de elevada vazão de massa, exigindo um projeto mais robusto no que tange o compromisso entre eficiência e confiabilidade.

3.2 ANÁLISE COMPARATIVA DO CICLO PADRÃO: REFRIGERAÇÃO X AQUECIMENTO.

Considerando um ciclo Rankine, é possível modelá-lo simplificado com o objetivo de comparar as aplicações de refrigeração e de aquecimento.

Com o uso do software EES® (*Equation Engineering Solver*), modelou-se o ciclo padrão considerando uma aplicação de alta temperatura de evaporação (HBP), a qual é bastante comum tanto para refrigeração quanto para o aquecimento. A condição de operação do ciclo padrão é definida conforme a ASHRAE Standard 23-78, sendo:

- Temperatura de Evaporação: 7,2°C;
- Temperatura de Condensação: 54,4°C;
- Temperatura de Entrada no Compressor: 35°C;
- Temperatura do Refrigerante na Entrada do Cilindro: 52°C;
- Temperatura de saída do Condensador: 46,1°C.

No diagrama p-h, da Figura 3.5, os pontos do ciclo são representados da seguinte forma: 1_{SH} para a saída do evaporador/entrada do compressor; 2_{SH} para a entrada do condensador; 3 para a saída do condensador; 4 para a entrada do evaporador.

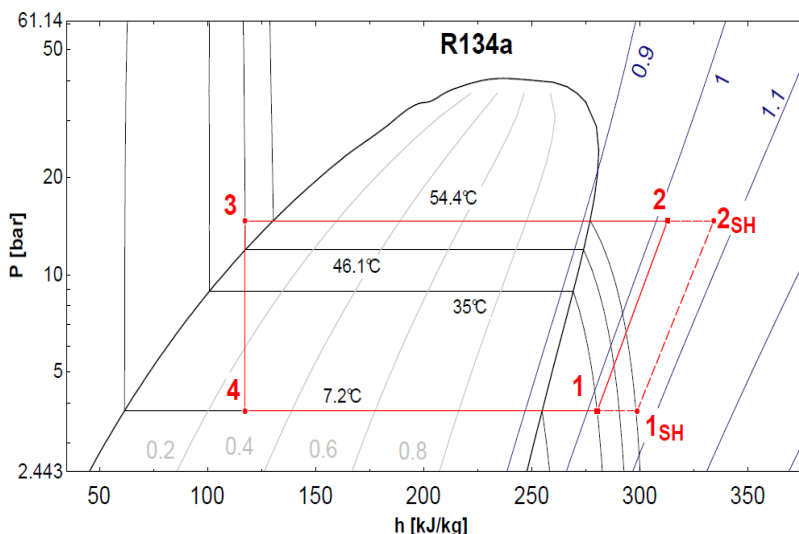


Figura 3.5 Diagrama P-h com ciclo de aquecimento considerando o efeito do superaquecimento

No ciclo, ilustrado na Figura 3.5, existem dois processos de transferência de calor: um de rejeição e outro de absorção de calor. Esse último é responsável por remover energia térmica do ambiente onde se localiza o evaporador. O calor absorvido é denominado capacidade de refrigeração, que é uma função direta da vazão de massa e da diferença de entalpias do evaporador, podendo ser definido como:

$$\dot{Q}_e = \dot{m}(h_1 - h_4) \quad (3.8)$$

onde \dot{m} corresponde à vazão de massa [kg/s] e (h_1-h_4) é a capacidade específica de refrigeração [kJ/kg], sendo as entalpias funções da temperatura e pressão.

O calor rejeitado é responsável pela adição de energia térmica ao ambiente em que se situa o condensador. O calor rejeitado é chamado de capacidade de aquecimento e pode ser equacionado como:

$$\dot{Q}_c = \dot{m}(h_2 - h_3) \quad (3.9)$$

onde (h_2-h_3) é a capacidade específica de aquecimento [kJ/kg].

Como é possível se observar, ambas as capacidades dependem do fluxo de massa, como também da energia específica de refrigeração ou de aquecimento. Comparando os valores do caso em questão, nota-se que a capacidade específica de aquecimento é, em média, 27% maior que a capacidade específica de refrigeração, considerando o fluido de trabalho R134a. Por isso, percebe-se claramente que a entalpia do gás ao final da compressão é extremamente dependente da eficiência do processo de compressão.

A eficiência isentrópica ou eficiência adiabática é um parâmetro definido para quantificar a eficiência de um processo de compressão, sendo a razão entre o trabalho específico de um processo isentrópico, w_S , e o trabalho específico real, w_R :

$$\eta_S = \frac{w_S}{w_R} \quad (3.10)$$

Desprezando as variações de energia cinética e potencial do gás durante a compressão, o trabalho requerido em uma compressão isentrópica é igual à variação de entalpia do fluido refrigerante. Logo, a equação (3.10) pode ser escrita da seguinte maneira:

$$\eta_S = \frac{(h_{2S}-h_1)}{(h_{2R}-h_1)} \quad (3.11)$$

onde h_{2S} e h_{2R} são os valores de entalpia no estado final para processos de compressão isentrópico e real, respectivamente.

Por outro lado, no âmbito do aquecimento, a redução da eficiência de compressão pode oferecer ganhos expressivos de

capacidade específica de aquecimento. Por exemplo, o superaquecimento do gás na entrada do compressor pode oferecer benefícios para a capacidade específica de aquecimento, apesar de penalizar a vazão mássica do compressor, a qual é determinada de:

$$\dot{m} = \rho_1 \forall_{cc} \eta_V f \quad (3.12)$$

onde ρ_1 corresponde à densidade do gás a uma dada temperatura e pressão na entrada do compressor, \forall_{cc} é o volume deslocado do compressor, η_V é a eficiência volumétrica do compressor e f a frequência de operação.

A eficiência volumétrica é definida como:

$$\eta_V = 1 + C - C \left(\frac{P_D}{P_S} \right)^{\frac{1}{n}} \quad (3.13)$$

onde C é a razão entre o volume morto (V_m) e o volume deslocado (V_{cc}), P_D é a pressão da linha de descarga; P_S é a pressão da linha de sucção e n é o coeficiente que descreve processos politrópicos.

A densidade é fortemente influenciada pela pressão de evaporação e pela temperatura de entrada do gás no compressor. Sabe-se que o aumento dessa temperatura resulta na redução da densidade do gás e, conseqüentemente, na diminuição tanto da capacidade refrigeração como da capacidade de aquecimento.

Na refrigeração, a queda da densidade é bastante significativa, principalmente em condições de baixa temperatura de evaporação, onde os fluxos de massa são menores comparados com condições de bomba de calor.

No aquecimento, diferentemente da refrigeração, o aumento da temperatura de entrada do gás no compressor oferece um efeito positivo e outro negativo, o que mostra que deve haver um ponto de ótimo entre esses efeitos. O efeito negativo, como já mencionado, refere-se à redução da densidade do gás. O efeito positivo advém do aumento da temperatura de final de compressão que, por sua vez, resulta no aumento da capacidade de aquecimento específica. Esse último efeito somado a eficiência isentrópica do compressor pode aumentar a capacidade de aquecimento mais do que a consumo, resultando em ganho de eficiência.

3.3 CAPACIDADE DE AQUECIMENTO

A capacidade de aquecimento, disponível no condensador, é

composta pela contribuição de duas parcelas: calor sensível e calor latente. Portanto, uma análise pertinente é avaliar a importância da parcela de calor sensível frente ao calor total.

Ao entrar no condensador no estado de vapor superaquecido, o fluido de trabalho troca calor até alcançar a condição de vapor saturado e iniciar sua mudança de fase através do processo de condensação. O montante de calor trocado até o início da saturação refere-se à parcela de calor sensível. O calor latente corresponde à quantidade de calor trocado durante a mudança de fase do fluido de trabalho e geralmente, representa a maior parte de toda energia trocada no condensador.

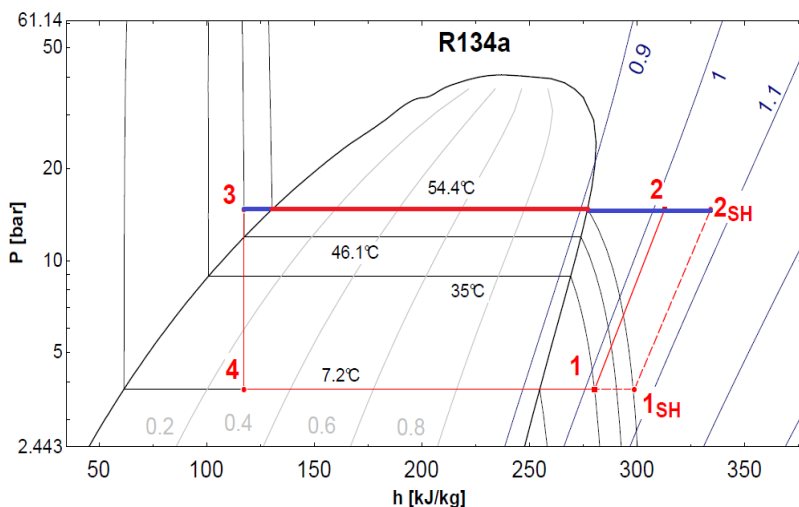


Figura 3.6 Diagrama P-h para o R134a, mostra um ciclo padrão de compressão a vapor, onde é possível identificar as parcelas de calor sensível (segmento azul) e latente (segmento vermelho).

Na Figura 3.6 é possível identificar as parcelas de calor que constituem o calor total trocado através do condensador. É possível notar que o calor sensível, representado pelos segmentos na cor azul, é composto pelos calores trocados enquanto o fluido de trabalho está nos estados de vapor superaquecido e de líquido comprimido. O segmento na cor vermelha representa o calor latente trocado durante a mudança de fase do fluido, o qual varia de acordo com a pressão.

Para melhor entender o comportamento do calor trocado no condensador, utilizou-se o software EES® para analisar um ciclo padrão de compressão de vapor e quantificar essas parcelas. Em uma primeira

análise, foram calculadas as parcelas de calor sensível e de calor latente para quatro temperaturas de condensação diferentes, procurando entender a influência da mesma sobre tais parcelas de calor trocadas no condensador.

Considerando o R134a como fluido de trabalho, a Figura 3.7 apresenta o aumento da parcela de calor sensível com o aumento da temperatura de condensação, decorrente da redução da parcela de calor latente devido à temperatura de condensação se aproximar da condição do ponto crítico. O ponto crítico e o formato das curva de saturação são características intrínsecas de cada fluido de trabalho, afetando assim as parcelas de calores sensível e latente trocado do condensador.

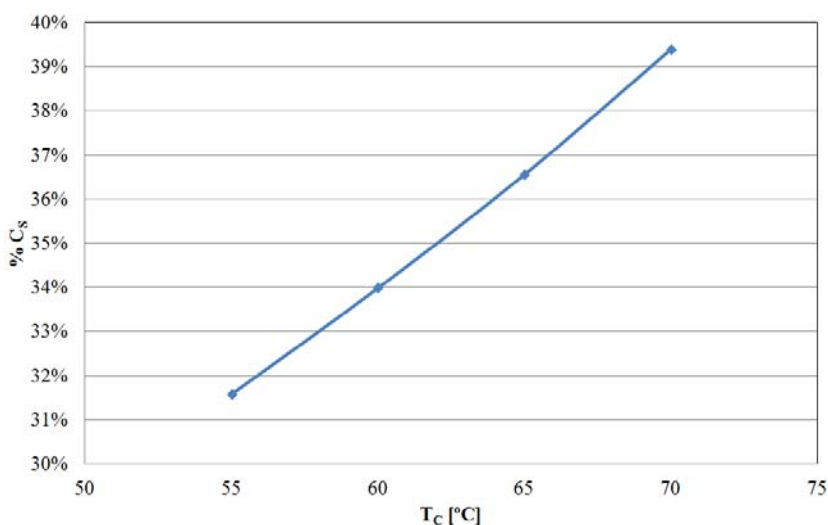


Figura 3.7 Comportamento da parcela de calor sensível frente ao aumento da temperatura de condensação

A fim de evidenciar a diferença de comportamentos entre dois fluidos de trabalho, foram feitas as mesmas avaliações para o propano (R290). Na Figura 3.8, nota-se claramente que a parcela de calor sensível para o propano é ligeiramente maior do que aquela do R134a e apresenta uma tendência, embora pequena, de aumentar esta diferença em temperaturas mais elevadas de condensação.

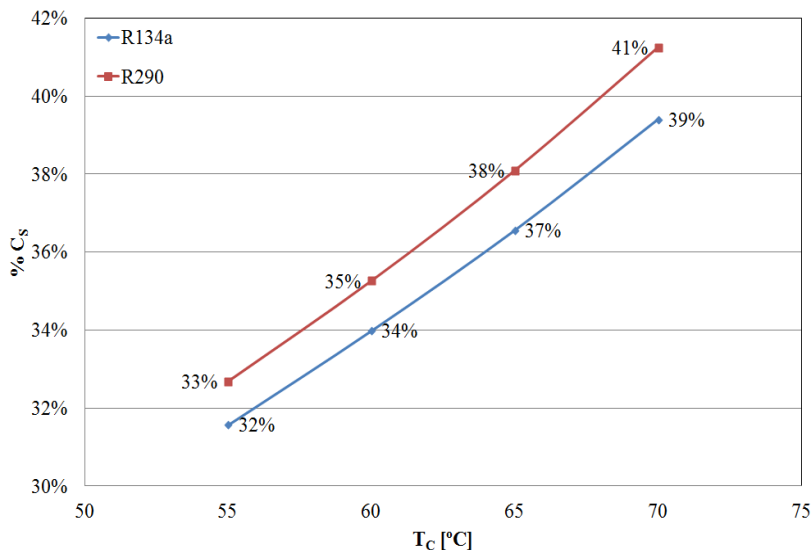


Figura 3.8 Comparativo da parcela de calor sensível entre R134a e o R290 (propano)

Apesar de a parcela de calor latente ainda ser dominante, a parcela sensível não deve ser desprezada, pois sua significância pode ser claramente justificada pela alternativa de maximizá-la através do aumento da temperatura de final de compressão. Porém, o aumento excessivo da temperatura de final de compressão pode trazer consequências negativas para o compressor, como será discutido.

Existem duas maneiras de se maximizar a parcela de calor sensível. Como já indicado, uma delas corresponde ao aumento da temperatura de condensação. Outra maneira é o aumento do superaquecimento do gás admitido para o interior do cilindro. Estas possibilidades de maximizar a eficiência de bombas de calor serão avaliadas neste trabalho, objetivando mostrar os potenciais de ganho e as perdas envolvidas, considerando a aumento da temperatura do fluido no final do processo de compressão.

3.4 EFEITO DO SUPERAQUECIMENTO

Como citado no capítulo 2, existem alguns trabalhos sobre aplicação de bombas de calor, visando ao aumento de eficiência do sistema de diversas maneiras. Entretanto, nenhum trabalho abordou uma análise comparativa entre os efeitos do superaquecimento em aplicações

de bomba de calor e de refrigeração. Para aplicações de refrigeração doméstica, é bastante conhecido que uma parte significativa das perdas energéticas está associada com o superaquecimento que ocorre na linha e filtro de sucção do compressor e durante o processo de sucção. De fato, o superaquecimento ocasiona um aumento expressivo na potência de compressão específica e uma redução da eficiência volumétrica, a qual reduz a vazão mássica.

A Figura 3.9 ilustra a diminuição do COP como uma função da temperatura inicial de compressão para um sistema de refrigeração de estágio único operando com R134a entre as temperaturas de evaporação e de condensação iguais a 7,2°C e 54,4°C, respectivamente. O COP é normalizado em relação ao COP de um ciclo no qual a temperatura de início de compressão é 20°C. A Figura 3.10 mostra que a potência de compressão permanece aproximadamente constante e a capacidade de refrigeração é reduzida significativamente devido ao superaquecimento.

Analizando as Figuras 3.9 e 3.10, fica claro que o superaquecimento do gás até o início de sua compressão deteriora a performance de compressores aplicados à refrigeração. Por outro lado, o efeito do superaquecimento em compressores aplicados à bomba de calor não é o mesmo observado em aplicações de refrigeração. Com o intuito de provar isto, realizaram-se algumas análises cujos resultados são discutidos a seguir.

Inicialmente, considerou-se a situação de um compressor no qual todo superaquecimento ocorreria devido ao calor gerado pelos mancais e motor elétrico. A Figura 3.11 mostra o pequeno aumento do COP como uma função da temperatura inicial de compressão. Esse comportamento é o oposto do observado em sistemas de refrigeração. A Figura 3.12 descreve o aumento da capacidade de aquecimento, devido ao aumento da temperatura de descarga. Tal aumento é suficiente para contrabalancear a redução da vazão mássica causada pelo superaquecimento no sistema de sucção.

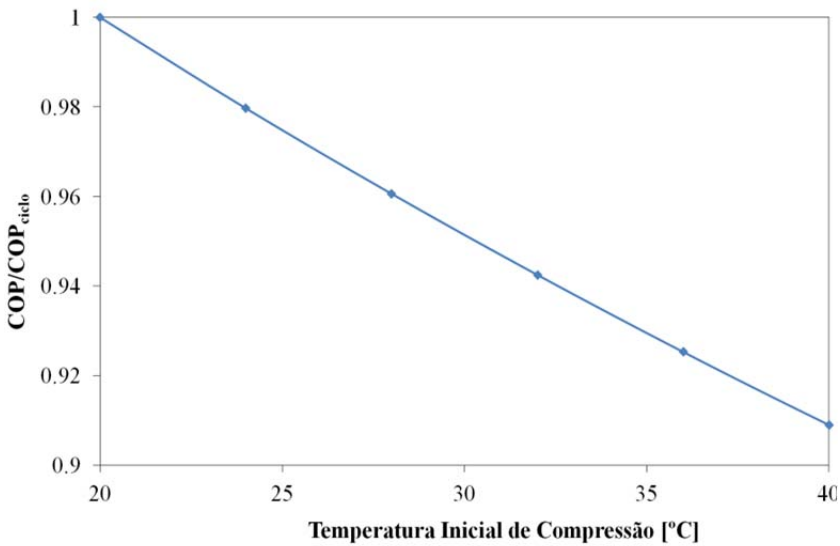


Figura 3.9 Efeito do superaquecimento no COP de refrigeração.

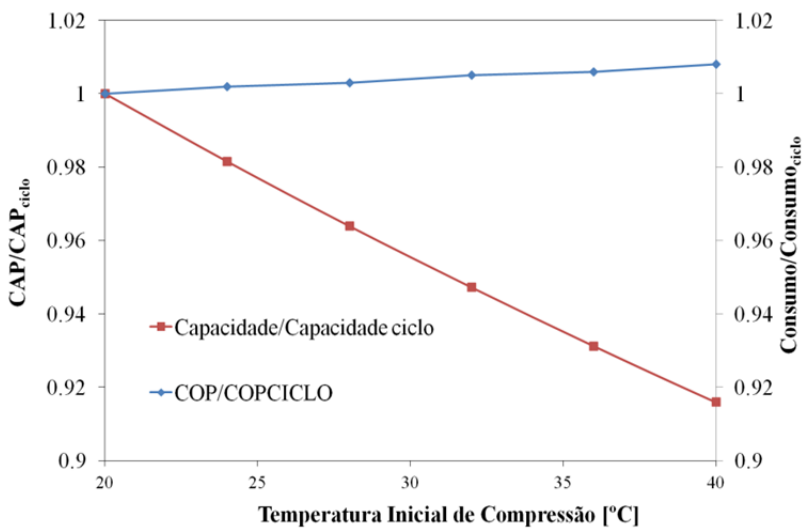


Figura 3.10 Efeito do superaquecimento na capacidade de refrigeração e na potência de compressão.

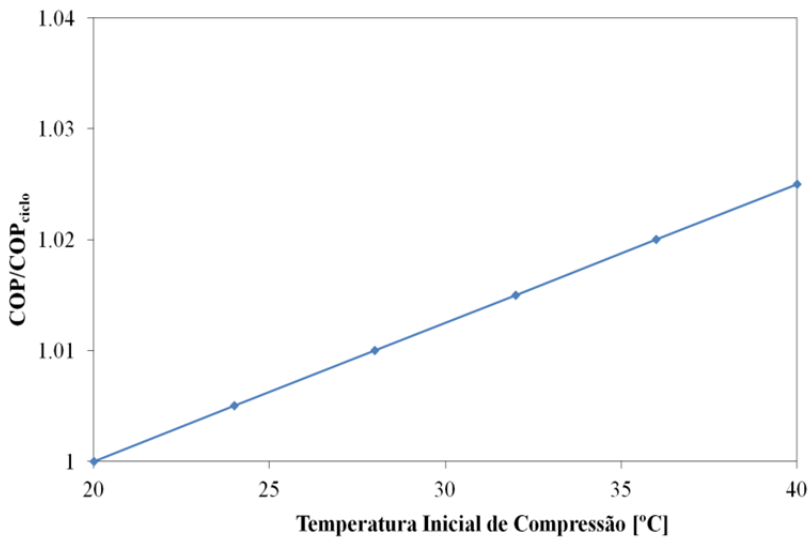


Figura 3.11 Efeito do superaquecimento no COP de bomba de calor

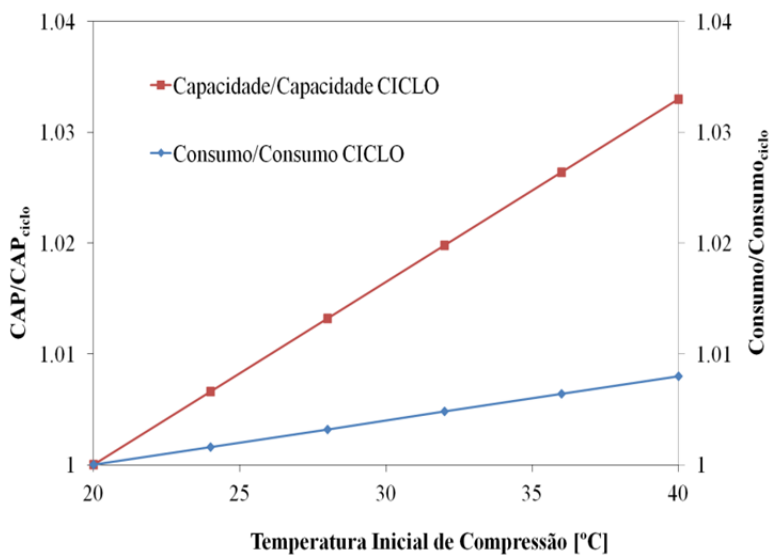


Figura 3.12 Efeito do superaquecimento na capacidade e na potência de refrigeração.

Por outro lado, o superaquecimento do fluido causado pelo calor

rejeitado pelo sistema de descarga no interior do compressor atua de uma maneira diferente no desempenho do compressor, pois o calor útil que seria trocado no condensador é perdido para o ambiente interno do compressor aquecendo a sucção. A Figura 3.13 apresenta a redução do COP como uma função da temperatura inicial de compressão, cujo comportamento é similar ao verificado na aplicação de refrigeração. Neste caso, o superaquecimento do refrigerante ao longo do sistema de sucção é dado pela redução em sua própria capacidade de aquecimento. Além disso, há também uma redução da vazão mássica. Portanto, a capacidade de aquecimento diminui com o aumento da temperatura inicial de compressão, como mostrado na Figura 3.14.

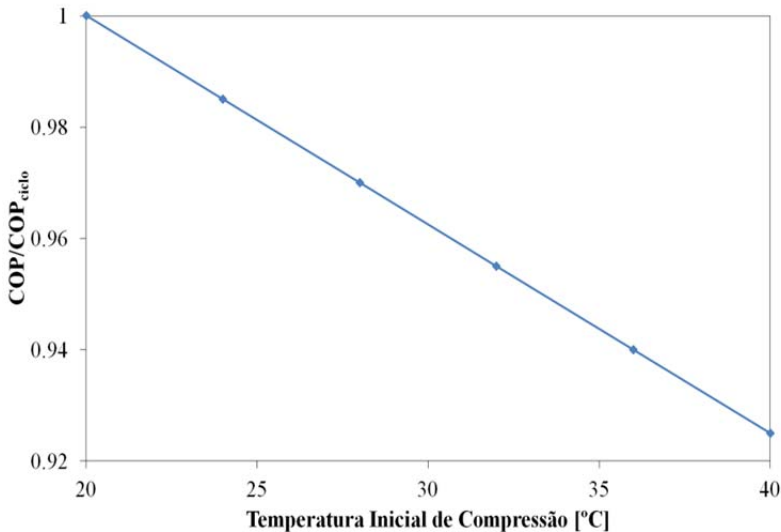


Figura 3.13 Efeito de superaquecimento no COP de bomba de calor.

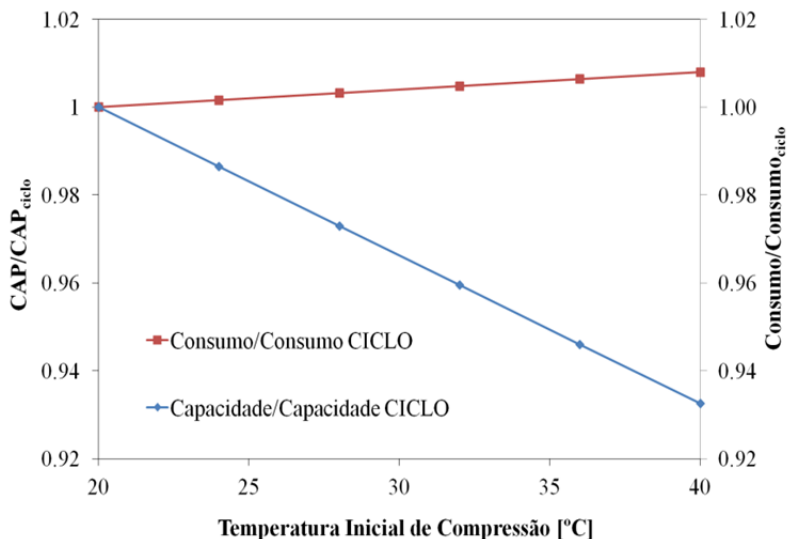


Figura 3.14 Efeito do superaquecimento na capacidade e potência de compressão de bomba de calor

A presente análise mostra que o superaquecimento do fluido refrigerante ao longo do sistema de sucção pode ser positivo ou negativo para a performance do compressor, dependendo da fonte de calor que promove o superaquecimento do gás. Assim, em compressores aplicados a bombas de calor não é possível avaliar as perdas por superaquecimento a partir apenas da temperatura inicial de compressão.

Um procedimento de análise consolidado da performance de compressores se baseia na construção de um inventário de perdas ao longo do fluxo de energia no compressor. Assim, as perdas em diversas soluções de projeto podem ser quantificadas e as principais restrições se tornam facilmente identificáveis. Nos compressores de refrigeração, as perdas de energia podem ser divididas no fluxograma apresentado na Figura 3.15.

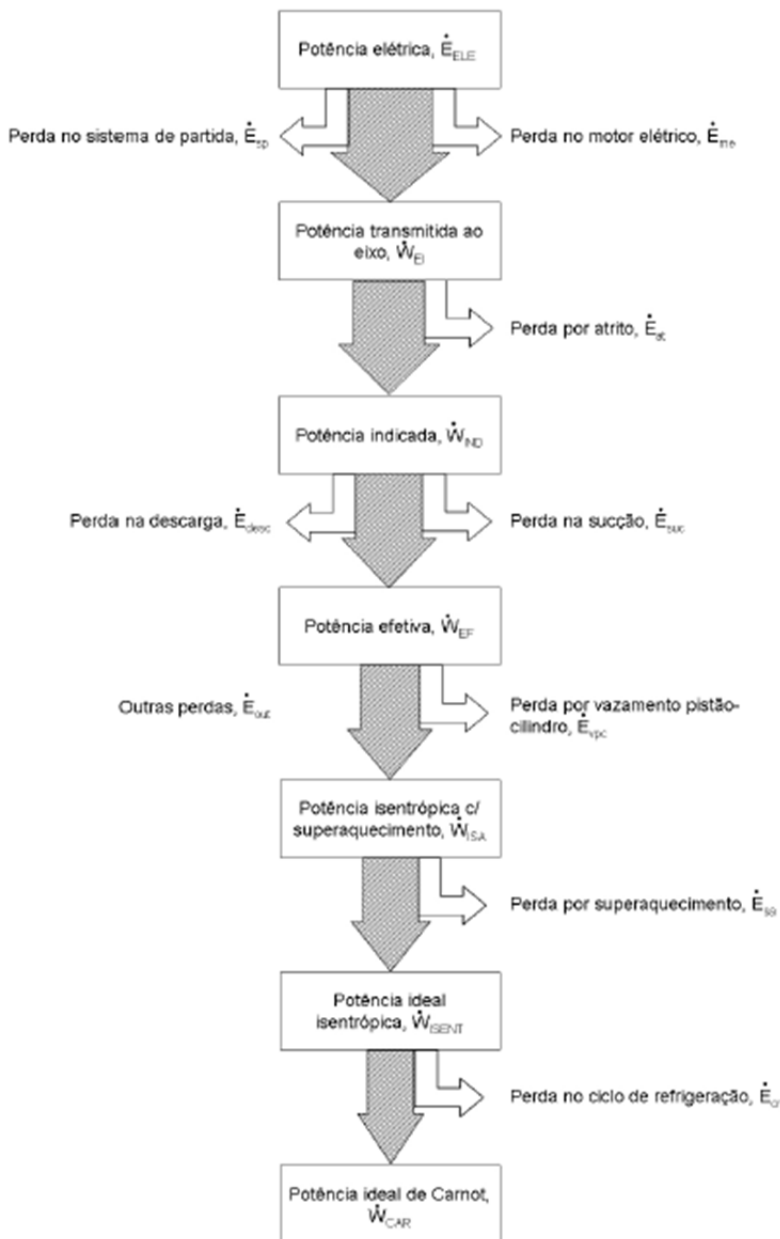


Figura 3.15 Inventário de perdas do compressor representando o fluxo de potência em um compressor alternativo. Fonte: Adaptado de Ussyk, (1984).

Do ponto de vista energético, a potência fornecida ao motor elétrico é convertida em potência mecânica e outra parte é convertida em calor devido a perdas no motor. Parte da energia mecânica disponibilizada no eixo é dissipada pelo atrito nos mancais na forma de calor. A energia remanescente é efetivamente usada para o processo de compressão do gás, resultando também perdas em válvulas, vazamentos e superaquecimento, esta última devida essencialmente ao aumento do trabalho específico de compressão.

A determinação das perdas por superaquecimento e de seus efeitos sobre a eficiência de uma bomba de calor são os principais objetivos deste trabalho.

As perdas por superaquecimento podem ser estimadas por:

$$\dot{W}_{sh} = \dot{W}_{REAL} - \dot{W}_{IDEAL} \quad (3.14)$$

onde \dot{W}_{REAL} é a potência de compressão real considerando o superaquecimento e a \dot{W}_{IDEAL} corresponde à potência de compressão ideal, sem superaquecimento.

3.4.1 Efeito do superaquecimento em compressores para fins de refrigeração.

Na refrigeração, a potência \dot{W}_{IDEAL} pode ser calculada usando o coeficiente de performance ideal COP para refrigeração. Então, a equação (3.14) pode ser escrita da seguinte forma:

$$\dot{W}_{sh,R} = \dot{m}(h_{2,sh}^S - h_{1,sh}) - \frac{\dot{m}(h_1 - h_4)}{COP_{IDEAL}} \quad (3.15)$$

Uma vez que,

$$COP_{IDEAL} = \frac{(h_1 - h_4)}{(h_2 - h_1)_s} \quad (3.16)$$

segue então que

$$\dot{W}_{sh,R} = \dot{m}(h_{2,sh}^S - h_{1,sh}) - \dot{m}(h_2 - h_1)_s \quad (3.17)$$

As propriedades físicas do fluido requeridas nas análises do presente trabalho foram calculadas a partir da biblioteca REFPROP 7.0 [10].

Considerando as aplicações de bomba de calor, o tipo de análise realizada para sistemas de refrigeração não é totalmente adequado. Por exemplo, embora o superaquecimento também aumente a potência consumida em bomba de calor, o mesmo pode trazer um efeito positivo sobre a capacidade de aquecimento, como será demonstrado mais a frente.

3.4.2 Efeito do superaquecimento em compressores para fins de aquecimento

Assim como afeta a temperatura final de compressão, o superaquecimento também influencia a temperatura do gás na linha de descarga e, conseqüentemente, na capacidade de aquecimento da bomba de calor. Dessa maneira, é bastante importante identificar as perdas por superaquecimento corretamente.

De forma análoga à equação (3.15), a potência \dot{W}_{IDEAL} pode ser calculada usando o coeficiente de performance ideal COP para o aquecimento. Assim, a equação (3.14) torna-se:

$$\dot{W}_{sh,H} = \dot{m}(h_{2,sh}^S - h_{1,sh}) - \frac{\dot{m}(h_{1d} - h_3)}{COP_{IDEAL}} \quad (3.18)$$

O segundo termo desta equação apresenta o que deveria ser a potência \dot{W}_{IDEAL} para a mesma capacidade de aquecimento real. No caso de aquecimento,

$$COP_{IDEAL} = \frac{(h_2 - h_3)}{(h_2 - h_1)_s} \quad (3.19)$$

Então, a equação (3.18) torna-se:

$$\dot{W}_{sh,H} = \dot{m}(h_{2,sh}^S - h_{1,sh}) - \frac{\dot{m}(h_{1d} - h_3)(h_2 - h_1)_s}{(h_2 - h_3)} \quad (3.20)$$

As perdas por superaquecimento em bombas de calor são menores do que as perdas de superaquecimento em refrigeração. Tal fato pode ser explicado pelo aumento da capacidade específica de aquecimento.

A fonte de calor responsável pela geração do superaquecimento é também um ponto importante a ser estudado, objetivando o aumento da eficiência da bomba de calor.

3.5 EFEITO DA TEMPERATURA DE DESCARGA

No diagrama p-h, considerando um ciclo padrão de compressão de vapor, fica evidente que o aumento do superaquecimento reflete em ganhos da capacidade de aquecimento específico devido ao incremento na entalpia específica (h_2). Porém, tal ganho é consequência do aumento da temperatura de final de compressão (T_2), podendo ser prejudicial ao desempenho do compressor se não for tratada com o devido cuidado. Por exemplo, a temperatura final de compressão pode levar a problemas, tais como:

- degradação do óleo lubrificante;
- carbonização de válvulas;
- perda de sustentação hidrodinâmica nos mancais devido à redução da viscosidade do óleo;
- superaquecimento excessivo do motor elétrico.

A degradação do óleo ocorre quando a temperatura final de compressão atinge valores que alteram significativamente as propriedades físicas do óleo, principalmente as propriedades lubrificantes. A carbonização das válvulas é caracterizada pelo depósito de carbono na placa válvula devido à temperatura excessivamente alta e a de a degradação do óleo.

O levantamento do perfil térmico do compressor é obtido através de medições de temperatura em pontos diferentes do compressor, caracterizando-o termicamente em uma dada condição de operação. Dentre essas medições, a temperatura da tampa do cilindro caracteriza a temperatura final de compressão e, corresponde ao maior valor. Deve ser mencionado que a temperatura da tampa do cilindro é muitas vezes usada como indicativo do comportamento térmico do compressor.

A elevação excessiva das temperaturas do compressor pode causar perda de desempenho e/ou o colapso total do compressor. A perda de desempenho devido ao superaquecimento ocorre principalmente pela redução drástica da densidade do gás no processo de sucção do gás, sendo bem mais significativo do que o aumento da capacidade específica de aquecimento. Temperaturas elevadas podem também comprometer a lubrificação do compressor e, consequentemente, a eficiência dos mancais. Além disto, os mancais hidrodinâmicos podem ter suas estabilidades reduzidas, podendo evoluir de um desgaste prematuro até a falha total. Em alguns casos de aplicação em alta temperatura de condensação, o perfil de temperatura eleva-se de tal maneira que componentes plásticos do compressor são degradados. Com isso, torna-se primordial o conhecimento prévio das

propriedades físicas dos materiais aplicados, como também o comportamento do sistema em altas temperaturas, para que as oportunidades de melhoria em performance não comprometam a confiabilidade do compressor.

4 MODELO E PROCEDIMENTO DE SOLUÇÃO NUMÉRICA

Para a realização das análises teóricas, o código de simulação RECIP (Ussyk, 1984) foi adaptado para a simulação de bombas de calor. Esse programa, escrito na linguagem FORTRAN, simula compressores alternativos considerando aspectos termodinâmicos, mecânicos e elétricos. Para tanto, uma formulação integral é utilizada e trata o compressor como sendo composto por vários volumes de controle, cada um dos quais representando um componente ou região do compressor. Como exemplo, pode-se citar os volumes de controle que representam a câmara de sucção, o cilindro e a câmara de descarga. Em cada volume de controle são resolvidas equações de conservação para avaliar o processo de compressão no interior do cilindro

O ciclo de operação de um compressor de deslocamento positivo pode ser descrito como vários processos interagindo em um curto intervalo de tempo. Um modelo básico que descreve os fenômenos físicos apresentados no compressor foi desenvolvido por Wambsganss (1966) e reapresentado por Soedel e Pandeya (1978), consistindo no acoplamento de quatro conjuntos de equações:

- a) Equações para o volume da câmara de compressão, relacionando o volume do cilindro em função do ângulo do eixo de manivela;
- b) Equações termodinâmicas que estimam a pressão e a temperatura instantâneas do refrigerante ao longo do ciclo de compressão;
- c) Equações para a vazão mássica nos sistemas de sucção e de descarga e na folga radial pistão-cilindro;
- d) Equações para a dinâmica das válvulas que definem a posição das mesmas ao longo do ciclo de compressão.

Utilizando-se formulação integral para equações da conservação de energia e de massa, obtêm-se estimativas para as pressões, as temperaturas, vazões mássicas pelas válvulas de sucção e de descarga, vazamentos e movimentos de válvulas, valores esses que caracterizam o desempenho do compressor durante seu ciclo de operação. Com fórmulas auxiliares é possível ainda, calcular-se as ineficiências do compressor e avaliar o seu desempenho.

O modelo de simulação do ciclo de compressão em compressores alternativos desenvolvido originalmente por Ussyk (1984) é também descrito em Gomes (2006) e Schreiner (2008).

4.1 MODELO MATEMÁTICO DO CICLO DE COMPRESSÃO

4.1.1 Volume da câmara de compressão

O volume interno do cilindro varia com o tempo, devido à posição do pistão no seu interior. Assim, é possível relacionar a posição instantânea (Figura 4.1) do pistão com o ângulo de giro do sistema biela-manivela, $y(\theta)$, e, conseqüentemente, obter uma relação entre o volume de compressão e esse ângulo de giro na equação (4.1).

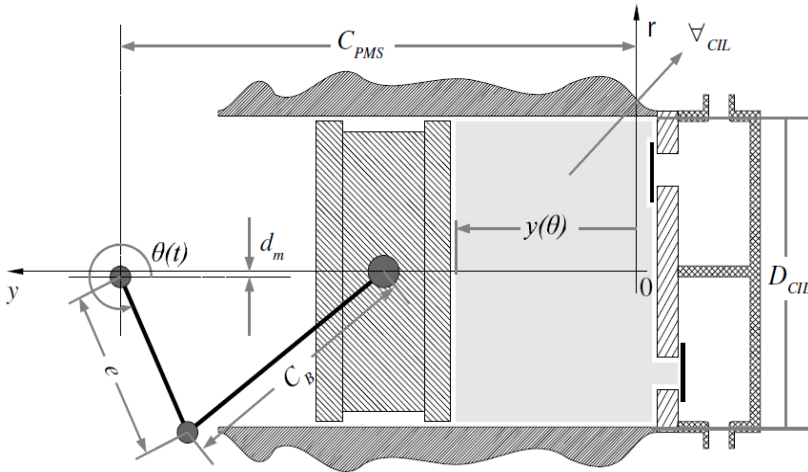


Figura 4.1 Relações geométricas do compressor alternativo. Fonte: Schreiner, 2008.

$$y(\theta) = C_{PMS} - \left[-e \cos(\theta) + (C_B^2 - (e \sin(\theta) - d_m)^2)^{1/2} \right] \quad (4.1)$$

Na equação (4.1), C_{PMS} representa a distância entre o ponto morto superior e o centro do eixo mecânico, C_B o comprimento da biela do pistão e a excentricidade, d_m a distância entre o eixo de simetria do pistão e o eixo mecânico e θ a posição angular do eixo mecânico. Maiores detalhes sobre a equação (4.1) podem ser encontrados no trabalho de Matos (2002).

O volume instantâneo da câmara de compressão $V_{cc}(\theta)$ pode ser escrito como a soma do volume morto V_m ao volume instantâneo da câmara:

$$V_{cc}(\theta) = \frac{\pi D_{cil}^2}{4} [y(\theta)] + V_m \quad (4.2)$$

onde D_{cil} é o diâmetro do cilindro.

Para se conseguir a equação do volume instantâneo da câmara de compressão como uma função do tempo, usa-se a relação entre o ângulo de manivela θ e o tempo t , apresentada na equação (4.3), sendo que f representa a frequência de rotação do eixo do motor do compressor.

$$\theta(t) = 2\pi f t \quad (4.3)$$

4.1.2 Propriedades termodinâmicas do fluido de trabalho

A temperatura do fluido no interior do cilindro é calculada a partir do emprego da primeira lei da termodinâmica, incluindo as vazões mássicas e de energia através das válvulas e pela folga entre o pistão e o cilindro. Na Figura 4.2, está ilustrado o volume de controle ao qual a primeira lei da termodinâmica é aplicada.

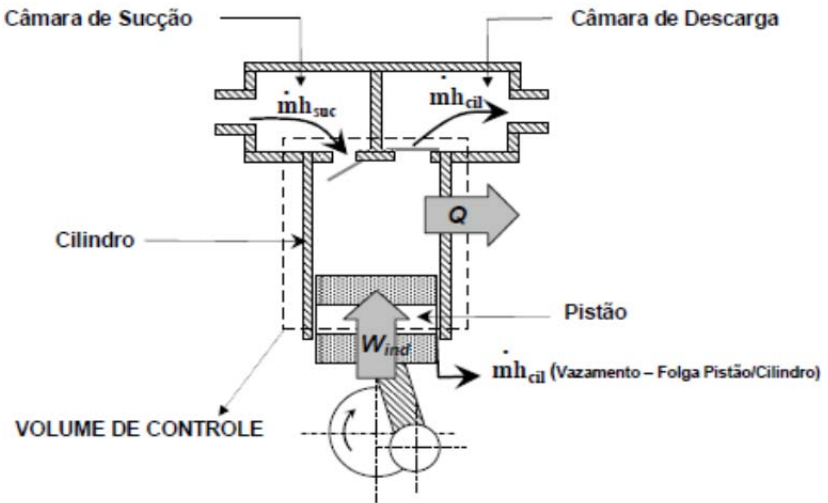


Figura 4.2 Volume de controle para balanço de energia no compressor alternativo. Fonte: Gomes (2006).

Neste modelo, é considerado que as propriedades do fluido são uniformes no interior da câmara e a temperatura das paredes é constante ao longo de todo ciclo. Portanto, a equação da conservação da energia aplicada ao volume de controle apresentado é:

$$\frac{\partial}{\partial t} \int \rho_i e_i dV + \int \rho_j (e_j + p_j v_j) \vec{V} dA = \dot{Q} + \dot{W}_{ind} \quad (4.4)$$

onde e representa a energia específica do gás, v é o volume específico, \dot{Q} é a taxa de transferência de calor no fluido refrigerante, \dot{W}_{ind} a potência transferida ao gás (potência indicada). Os sub-índices i e j referem-se às propriedades avaliadas no interior do volume de controle e sobre as superfícies de controle do volume, respectivamente. O trabalho realizado sobre o gás, \dot{W}_{ind} , é avaliado por:

$$\dot{W}_{ind} = -p_i \frac{dv_i}{dt} \quad (4.5)$$

onde p_i é a pressão instantânea do gás no interior da câmara de compressão e dv_i/dt é a taxa de variação do volume da mesma.

A taxa de transferência de calor entre o gás e as paredes da câmara, \dot{Q}_w , é avaliada por:

$$\dot{Q}_w = h_c A_w (T_w - T_i) \quad (4.6)$$

Na equação (4.6), h_c é o coeficiente de transferência convectiva de calor, A_w é a área instantânea de troca de calor, T_w é a temperatura da parede interna do cilindro e T_i é a temperatura do gás no interior da câmara de compressão. O coeficiente de transferência de calor h_c é estimado através da correlação de Annand (1963), seguindo sugestão de Prata *et al.* (1992).

Sendo que parcelas de energia potencial e energia cinética podem ser desprezadas, a energia específica do gás e , ou seja, a energia específica equivale à energia interna do gás. Assim, empregando a definição de entalpia ($h = u + pv$), o primeiro e o segundo termos da equação (4.4) podem ser escritos da seguinte forma:

$$\frac{\partial}{\partial t} \int \rho_i e_i dV = \frac{\partial}{\partial t} \int \rho_i u_i dV = \frac{d}{dt} (m_i u_i) = m_i \frac{du_i}{dt} + u_i \frac{dm_i}{dt} \quad (4.7)$$

$$\int \rho_j h_j \vec{V} dA = \dot{m}_j h_j \quad (4.8)$$

Nas expressões anteriores, m_i é a massa de gás no interior da câmara de compressão, dm_i/dt é a taxa de variação da massa no interior da câmara de compressão, enquanto que \dot{m}_j e h_j são, respectivamente, o fluxo de massa e a entalpia cruzando as fronteiras do volume de controle.

Substituindo as equações (4.5), (4.6), (4.7) e (4.8) na equação (4.4), obtém-se:

$$m_i \frac{du_i}{dt} = h_c A_w T_w - h_c A_w T_i - p_i \frac{dV_i}{dt} - \dot{m}_j h_j - u_i \frac{dm_i}{dt} \quad (4.9)$$

Empregando as seguintes relações termodinâmicas:

$$\frac{du_i}{dt} = c_{vi} \frac{dT_i}{dt} + \left[T \frac{\partial p_i}{\partial T_v} - p_i \right] \frac{dv_i}{dt} \quad (4.10)$$

$$\frac{dv_i}{dt} = \frac{d}{dt} \left(\frac{V_i}{m_i} \right) = \frac{1}{m_i} \frac{dV_i}{dt} - \frac{v_i}{m_i} \frac{dm_i}{dt} \quad (4.11)$$

e realizando arranjos e simplificações necessárias, a equação (4.9) pode ser reescrita como :

$$\begin{aligned} \frac{dT_i}{dt} = \frac{1}{m_i c_{vi}} \left[h_c A_w T_w - h_i \frac{dm_i}{dt} - \dot{m}_j h_j \right] - \frac{T_i}{m_i c_{vi}} \left[h_c A_w + \left(\frac{\partial p_i}{\partial T_i} \right)_v \frac{dV_i}{dt} - \right. \\ \left. \left(\frac{\partial p_i}{\partial T_i} \right)_v V_i \frac{dm_i}{dt} \right] \end{aligned} \quad (4.12)$$

A fim de determinar a variação de massa com o tempo e a massa contida no interior da câmara de compressão é necessário avaliar os fluxos de massa envolvidos no processo. Os principais fluxos de massa durante o ciclo de operação do compressor alternativo ocorrem nas válvulas de sucção e de descarga, mas também ocorre vazamento pela folga entre o pistão e o cilindro. Aplicando a equação da conservação da massa à câmara de compressão, tem-se:

$$\frac{dm_i}{dt} = (\dot{m}_s - \dot{m}_d - \dot{m}_{vaz} - \dot{m}_{sr} + \dot{m}_{dr}) \quad (4.13)$$

Além disto, a soma de todas as contribuições de fluxo de energia nas fronteiras pode ser representada da seguinte forma:

$$\dot{m}_j h_j = -(\dot{m}_s h_{sc} - \dot{m}_d h_i - \dot{m}_{vaz} h_i - \dot{m}_{sr} h_i + \dot{m}_{dr} h_{dc}) \quad (4.14)$$

As entalpias h_i , h_{suc} e h_{desc} denotam a energia do fluido dentro da câmara de compressão, na sucção e na descarga, respectivamente.

Tendo-se o volume da câmara de compressão e a massa contida em seu interior, determina-se a densidade do gás e, com a estimativa da temperatura, pode-se obter a pressão do fluido através de uma relação de estado:

$$p = p(\rho, T) \quad (4.15)$$

como, por exemplo, fornecida pela biblioteca REFPROP (Lemmon, Huber and McLinden, 2008).

Com a pressão e temperatura do fluido conhecidas, obtêm-se também outras propriedades do fluido, tais como calor específico, viscosidade e condutividade térmica.

4.1.3 Dinâmica de válvulas

As válvulas usadas em compressores são em grande parte do tipo automática, ou seja, a própria diferença de pressão através da válvula determina sua abertura e fechamento. Usualmente, válvulas automáticas são modeladas como um sistema massa-mola-amortecedor de um grau de liberdade, como representado na Figura 4.3 e equacionado em (4.16).

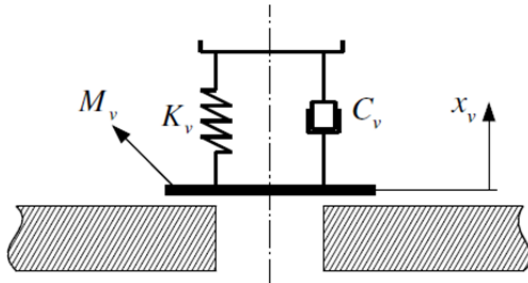


Figura 4.3 Válvula de compressor com modelagem de sistema massa-mola-amortecedor. Fonte: Reproduzido de Schreiner, (2008).

$$F_v(t) - K_v x_v(t) - C_v \dot{x}_v(t) = M_v \ddot{x}_v(t) \quad (4.16)$$

As variáveis na expressão (4.16) são:

- F_v : força atuando sobre a palheta;
- K_v : constante elástica da válvula;
- C_v : coeficiente de amortecimento da válvula;
- M_v : massa equivalente da válvula;
- $x_v, \dot{x}_v, \ddot{x}_v$: deslocamento, velocidade e aceleração da válvula.

A força F_v é originada pela distribuição de pressão sobre a superfície da válvula e a sua determinação é realizada através do conceito de área efetiva de força, A_{ef} :

$$F_V = A_{ef} \Delta p \quad (4.17)$$

A área efetiva de força varia com a abertura da válvula e pode ser obtido experimentalmente, ou através da simulação do escoamento através da válvula.

4.1.4 Vazão de massa em válvulas

De acordo com Ussyk (1984), o escoamento através das válvulas de sucção e de descarga é avaliado com referência a um escoamento compressível isentrópico em um bocal. A Figura 4.4 mostra um esquema desta situação.

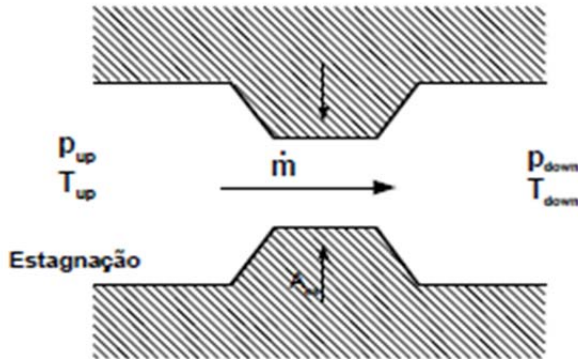


Figura 4.4 Modelo bocal. Fonte: Reproduzido de Kremer, (2006).

Através de um fator de correção inserido na equação, denominado área efetiva de escoamento (A_{ee}), pode-se avaliar a vazão de massa real na válvula, \dot{m} , conforme indicado na equação (4.18).

$$\dot{m} = p_{up} A_{ee} \sqrt{\frac{2k}{(k-1)RT_{up}}} \left[(r_s)^{2/k} - (r_s)^{k+1/k} \right] \quad (4.18)$$

Na equação (4.18), o subíndice “up” é usado para denotar propriedades a montante do escoamento, enquanto que o subíndice “down” se aplica para propriedades a jusante. O símbolo r_s refere-se à razão de pressão p_{up}/p_{down} através da válvula e o parâmetro representa k a razão de calores específicos (c_p/c_v). Finalmente, R caracteriza a constante do gás em questão.

4.1.5 Vazão de massa pela folga entre pistão e cilindro

O vazamento de fluido refrigerante através da folga entre as paredes do pistão e do cilindro afeta diretamente a eficiência volumétrica do compressor, bem como a eficiência isentrópica, já que parte da energia utilizada na compressão pertence a massa desperdiçada através da folga.

No processo de compressão, o aumento da pressão no interior cilindro gera uma diferença em relação à pressão do gás dentro da carcaça. Esta diferença de pressão, a velocidade e a posição do pistão ao longo do curso influenciam o vazamento do fluido.

Lilie e Ferreira (1984), a partir de um modelo simplificado, deduziram as equações para a determinação do vazamento, levando em consideração os parâmetros mostrados na Figura 4.5. De acordo com esse modelo, necessita-se conhecer os valores da pressão, P_i , e da densidade, ρ_i , dentro da câmara de compressão, o valor da pressão na carcaça, P_{suc} , a velocidade instantânea do pistão, V_p , e a geometria da bomba (R_p e R_c).

Considerando um escoamento unidimensional laminar de um fluido newtoniano, a vazão de fluido pela folga radial pode ser determinado da seguinte expressão:

$$\dot{m}_{vaz} = \bar{V}_r \rho_i [\pi \delta_{pc} (R_c - \delta_{pc}/4)] \quad (4.19)$$

onde \bar{V}_r é a velocidade média do gás na folga, avaliada por

$$\bar{V}_r = V_p \frac{1-K^2+K^2 \ln K}{2 \ln K (1-K^2)} + \frac{(P_i - P_{suc}) R_c^2}{8 \mu L} \left[\frac{1-K^4}{1-K^2} + \frac{1-K^2}{\ln K} \right] \quad (4.20)$$

Além disto, $K = (R_p/R_c)$ é a razão entre os raios do pistão e do cilindro e V_p é a velocidade do pistão.

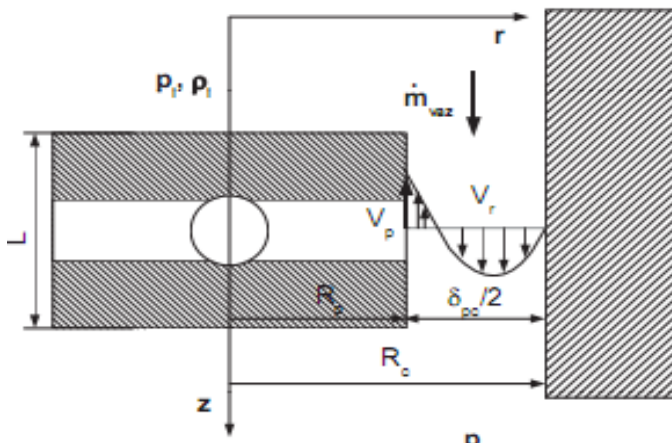


Figura 4.5 Esquema do vazamento na folga entre pistão e cilindro. Fonte: Reproduzido de Kremer, (2006).

4.2 MODELO MATEMÁTICO DO PERFIL TÉRMICO DO COMPRESSOR

O modelo de simulação térmica do compressor alternativo utilizado neste trabalho foi desenvolvido por Todescat *et al.* (1992) a partir da primeira lei da termodinâmica. O balanço de energia para o fluido dentro do cilindro é realizado para cada instante durante o ciclo de compressão, considerando a variação da massa e dos fluxos de energia ao longo do tempo. Para esse balanço, as temperaturas na descarga, na câmara de descarga, no passador de sucção, do gás no interior da carcaça, na carcaça e no cilindro são determinadas a partir de balanços de energia em regime permanente. Tais balanços requerem coeficientes de transferência de calor, os quais são obtidos a partir de correlações existentes ou de medições experimentais.

A Figura 4.6 apresenta uma representação esquemática de um compressor alternativo, ilustrando o motor elétrico, o cilindro e o pistão, as válvulas de sucção e descarga, as câmaras de sucção (filtro de sucção ou muffler) e descarga, assim como a carcaça do compressor. Adicionalmente, a Figura 4.6 mostra os volumes de controles escolhidos para os balanços de energia requeridos na determinação das temperaturas do fluido em diferentes partes do compressor.

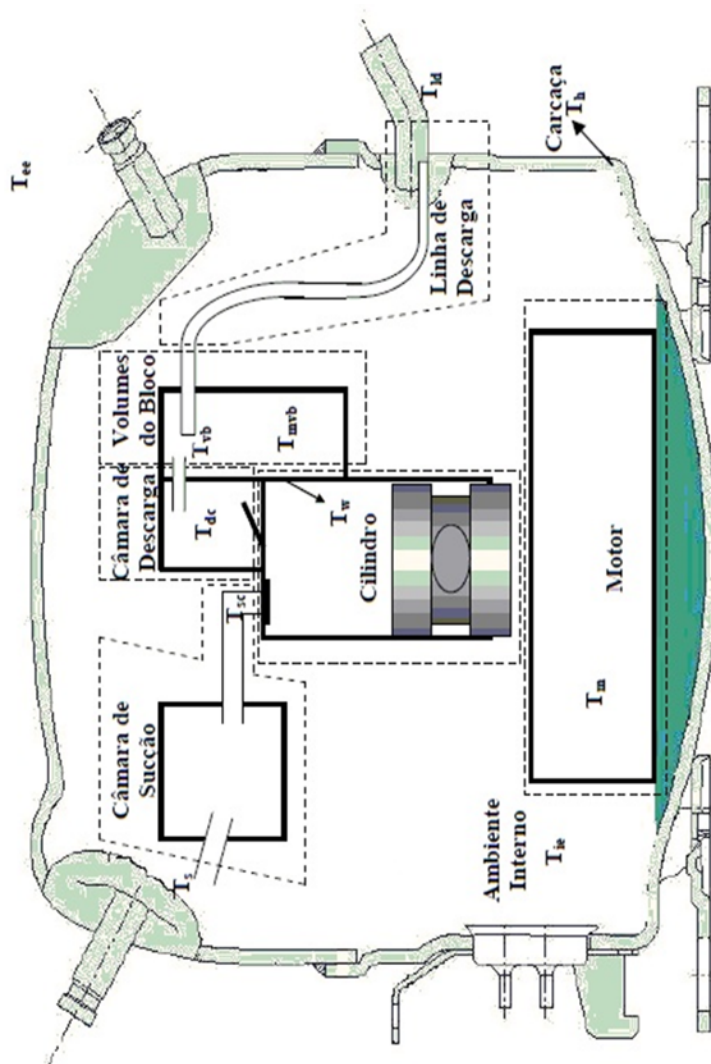


Figura 4.6 Principais fluxos de calor e energia no compressor recíproco. Fonte: Adaptado de Kremer, (2006).

4.2.1 Balanço de Energia no Filtro de Sucção e nas Câmaras de Sucção

Conforme a Figura 4.7, um balanço de energia na sucção (câmaras e filtro de sucção) é realizado, considerando os fluxos de energia através da folga entre pistão e cilindro como também os refluxos nas válvulas.

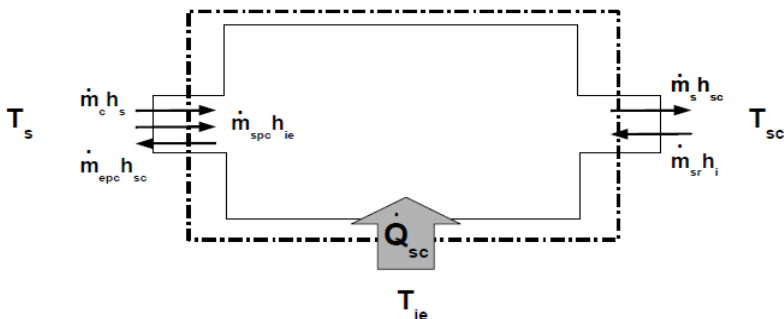


Figura 4.7 Balanço de energia na câmara de sucção (filtro ou muffler de sucção). Fonte: Adaptado de Kremer, (2006).

$$Q_{sc} = \dot{m}_s h_{sc} - \dot{m}_c h_s - \dot{m}_{spc} h_{ie} + \dot{m}_{epc} h_{sc} - \dot{m}_{sr} h_i \quad (4.21)$$

onde Q_{sc} é o calor transferido entre o gás dentro da câmara e o gás confinado no ambiente interno da carcaça do compressor. Em termos de balanço global de energia, Q_{sc} pode ser escrito como:

$$Q_{sc} = \overline{UA_s}(T_{ie} - T_{ms}) \quad (4.22)$$

na qual $T_{ms} = (T_s + T_{sc})/2$; $\overline{UA_s}$ é a condutância térmica global entre a câmara de sucção e o ambiente interno, T_s é a temperatura do gás na entrada da câmara, T_{sc} é a temperatura do gás saindo da câmara e entrando no cilindro e T_{ie} a temperatura do ambiente interno do compressor.

As vazões mássicas representadas por \dot{m}_s , \dot{m}_c , \dot{m}_{spc} , \dot{m}_{epc} e \dot{m}_{sr} na equação (4.21) são as vazões mássicas da válvula de sucção, no passador de sucção, do vazamento na folga pistão-cilindro e do refluxo na válvula de sucção, respectivamente. Essas vazões mássicas são obtidas a partir do código RECIP, que representa as características de funcionamento do compressor como mencionado anteriormente.

As entalpias, caracterizadas pelas variáveis h_{sc} , h_s , h_{ie} e h_i , são, respectivamente, as entalpias do gás na saída da câmara, no passador de sucção, no ambiente interno e no interior do compressor.

4.2.2 Balanço de Energia no Cilindro

Um balanço global de energia no cilindro ao longo de todo ciclo de operação é realizado conforme mostrado pela Figura 4.8.

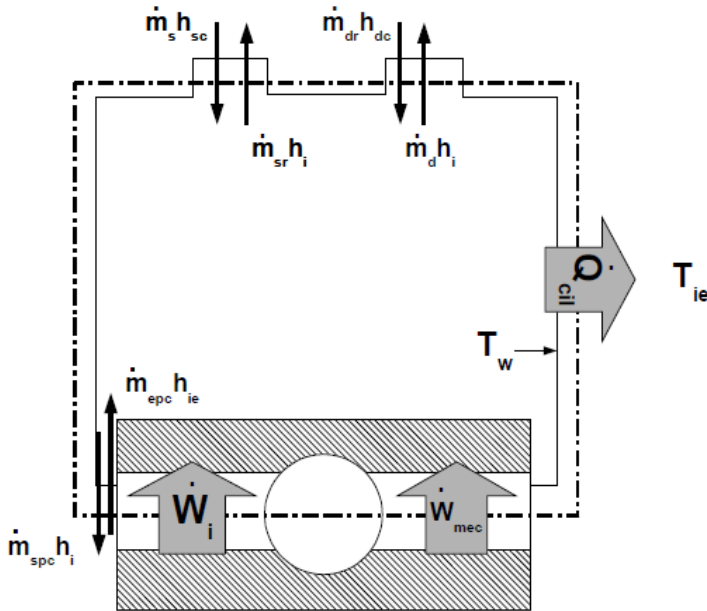


Figura 4.8 Balanço de energia no cilindro, incluindo o pistão. Fonte: Adaptado de Kremer, (2006).

$$Q_w = \dot{m}_s h_{sc} - \dot{m}_{sr} h_i + \dot{m}_{dr} h_{dc} - \dot{m}_d h_i - \dot{m}_{spc} h_i + \dot{m}_{epc} h_{ie} + W_{ind} + W_b \quad (4.23)$$

onde Q_w é o calor trocado pelo gás no cilindro, avaliado pela equação (4.6).

A eq. (4.21) foi escrita para o gás no interior do cilindro enquanto que equação (4.23) representa um balanço de energia para o volume de controle que inclui o cilindro e o pistão. Nesta consideração, a potência dissipada por atrito nos mancais (W_b), presente na equação (4.23), é

determinada numericamente ou experimental. Neste caso, o valor das perdas por atrito nos mancais foi um dado de entrada e seu valor corrigido em função da variação de viscosidade com a temperatura.

Os fluxos de massa na sucção, na descarga e na folga pistão-cilindro, \dot{m}_s , \dot{m}_d e \dot{m}_v , são obtidos do código computacional RECIP. A entalpia específica do gás na sucção, h_{sc} , é uma função da pressão de sucção especificada e da temperatura desconhecida T_{sc} , que é obtida a partir do balanço de energia descrito na secção anterior. As demais temperaturas do compressor são obtidas a partir de balanços de energia, conforme descrevem as secções seguintes.

4.2.3 Balanço de Energia na Câmara de Descarga

O balanço de energia realizado na linha de sucção conforme a equação (4.21) incluiu tanto o filtro de sucção como a câmara de sucção. Para a linha da descarga, o filtro e a câmara de descarga são considerados separadamente. Conforme a Figura 4.9, o balanço de energia na descarga pode ser escrito como:

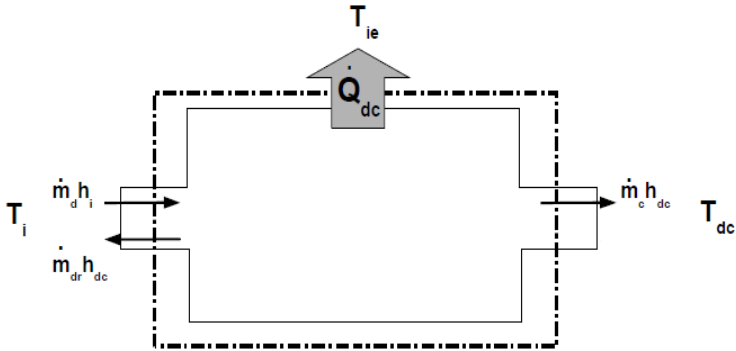


Figura 4.9 Balanço de energia na câmara de descarga. Fonte: Adaptado de Kremer, (2006).

$$Q_{dc} = \dot{m}_d h_i - \dot{m}_{dr} h_{dc} - \dot{m}_c h_{dc} \quad (4.24)$$

onde o calor trocado através da parede da câmara, Q_{dc} , é expresso como,

$$Q_{dc} = \overline{UA}_{dc} (T_{mdc} - T_{ie}) \quad (4.25)$$

onde \overline{UA}_{dc} é a condutância térmica global entre a câmara de descarga e o ambiente interno do compressor e T_{mdc} é a temperatura média da câmara [$T_{mdc} = (T_i + T_{dc})/2$].

O refluxo na válvula de descarga, m_{dr} , é obtido do código RECIP.

4.2.4 Balanço de Energia no Filtro de Descarga

Ao sair da câmara de descarga, o fluido entra no filtro de descarga que é constituído pelos volumes de descarga e a linha de descarga. Sua função é amortecer as pulsações de pressão do gás, reduzindo a geração de ruído. Conforme a Figura 4.10, o balanço de energia no filtro de descarga pode ser escrito como:

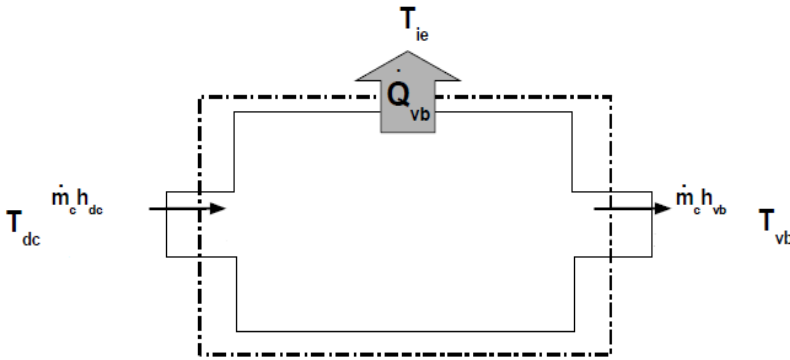


Figura 4.10 Balanço de energia no filtro de descarga. Fonte: Adaptado de Kremer, (2006).

$$Q_{vd} = \dot{m}_c (h_{dc} - h_{vb}) \quad (4.26)$$

onde h_{vb} corresponde a entalpia do gás e a temperatura do refrigerante na saída do filtro. De forma alternativa, Q_{vd} é calculado pela seguinte equação:

$$Q_{vb} = \overline{UA}_{vb} (T_{mvb} - T_{ie}) \quad (4.27)$$

no qual $T_{mvb} = (T_{dc} + T_{vb})/2$, com T_{ie} , T_{dc} e T_{vb} representando as temperaturas do gás no interior da carcaça do compressor, na entrada do filtro de descarga e na saída do filtro de descarga, respectivamente.

O filtro de descarga se conecta ao passador de descarga através de uma tubulação de cobre. Para esta tubulação, o balanço de energia é

realizado, de acordo com a Figura 4.11:

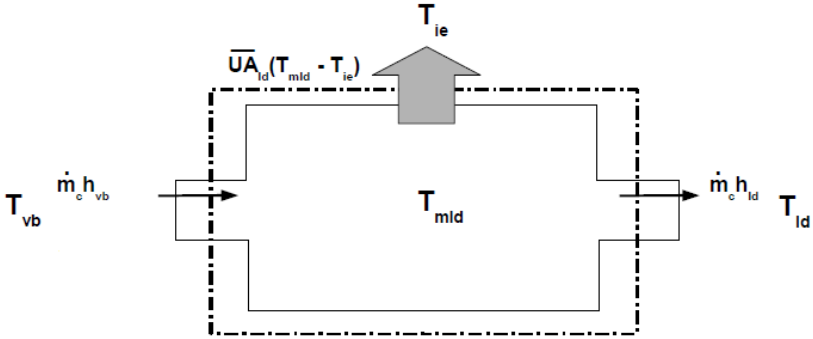


Figura 4.11 Balanço de energia no filtro de descarga (tubo de descarga). Fonte: Adaptado de Kremer, (2006).

$$\overline{UA}_{ld}(T_{mld} - T_{ie}) = \dot{m}_c(h_{vb} - h_{ld}) \quad (4.28)$$

onde \overline{UA}_{ld} representa a condutância térmica global entre a linha de descarga e o ambiente interno, h_{ld} é a entalpia do gás no passador, T_{ld} é a temperatura de equilíbrio no passador e T_{mld} a temperatura média do gás na tubulação, dada por $T_{mld} = (T_{vb} + T_{ld})/2$.

4.2.5 Balanço no Motor Elétrico e no Compressor

O motor elétrico corresponde a uma das fontes de calor alojadas no interior da carcaça do compressor. A eficiência elétrica do motor diminui com a temperatura, o que mostra a relevância da sua inclusão na análise térmica. Assim, efetuando o balanço térmico no motor elétrico (Figura 12), tem-se:

$$\overline{UA}_m(T_m - T_{ie}) = \dot{W}_{el} - \dot{W}_{ind} - \dot{W}_b \quad (4.29)$$

onde \overline{UA}_m é a condutância térmica global entre o motor elétrico e o ambiente interno, T_m é a temperatura do motor e \dot{W}_{el} é a potência consumida pelo motor elétrico. A soma das potências \dot{W}_{ind} e \dot{W}_b correspondem à potência de eixo do compressor.

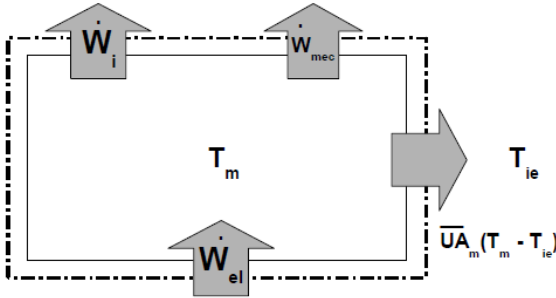


Figura 4.12 Balanço de energia no motor elétrico. Fonte: Adaptado de Kremer, (2006).

O compressor transfere calor para o ambiente a sua volta devido a diferença entre a temperatura do ambiente externo (T_{ce}) e a temperatura da superfície externa da carcaça (T_h). Para obter a temperatura da carcaça, faz-se um balanço de energia global no compressor (Figura 4.13):

$$Q_e = \dot{m}_c(h_s - h_{ld}) + \dot{W}_{el} \quad (4.30)$$

onde Q_e é o calor transferido da carcaça para o ambiente externo, que pode ser escrito como:

$$Q_e = \overline{UA}_e(T_h - T_{ee}) \quad (4.31)$$

A temperatura da carcaça está relacionada com a temperatura do gás no interior do compressor, T_{ie} , pela equação:

$$\overline{UA}_i(T_{ie} - T_h) = \overline{UA}_e(T_h - T_{ee}) \quad (4.32)$$

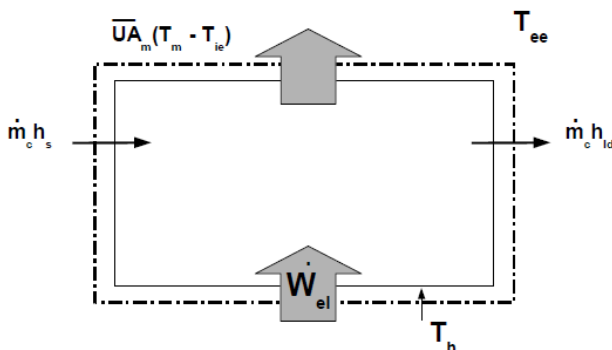


Figura 4.13 Balanço de energia no compressor. Fonte: Adaptado de Kremer, (2006).

Para avaliar os fluxos de calor, conforme as equações (4.22), (4.25), (4.27), (4.28), (4.29) e (4.32), deve-se determinar os coeficientes globais de transferência de calor, o que é uma tarefa difícil. Isso se deve à complexidade das geometrias dos componentes e dos mecanismos de transferência de calor envolvidos. Além disto, dentro das linhas de sucção e descarga, por exemplo, o fluxo é pulsante, turbulento e tridimensional. Deve ser também observado que a transferência de calor entre o gás e a superfície interna da carcaça ocorre na presença do escoamento de um filme de óleo lubrificante.

Uma prática comumente adotada para a determinação dos coeficientes globais de transferência de calor é a utilização de medições de temperatura em diversas partes do compressor, considerando uma condição de operação de referência. O uso destes coeficientes em condições de operação diferentes é uma simplificação do modelo, pois variações na vazão do fluido e na temperatura do gás influenciam os coeficientes de transferência de calor e, consequentemente, as condutâncias globais.

A temperatura do gás no interior do cilindro é determinada a cada instante de tempo durante o ciclo de operação, usando a equação (4.12), resolvida por um algoritmo de Runge-Kutta. A temperatura da câmara de sucção, paredes do cilindro, câmara de descarga, muffler de descarga, carcaça do compressor, e ambiente dentro da carcaça são valores médios do ciclo e são determinados pelas equações (4.21), (4.23), (4.24), (4.26), (4.30) e (4.32) via Newton-Raphson.

4.3 PROCEDIMENTO DE SOLUÇÃO

O procedimento de simulação do compressor pode ser dividido

nas seguintes etapas: (i) leitura dos dados do compressor e condições de operação; (ii) solução transiente das propriedades do refrigerante na câmara de compressão; (iii) cálculo das condutâncias térmicas globais entre regiões distintas se o módulo de balanço térmico estiver ativado, ou determinação das temperaturas em regime permanente nos diversos componentes se o módulo de simulação térmica estiver ativado; (iv) cálculo dos parâmetros de eficiência do compressor.

Primeiramente, o programa de simulação faz a leitura de dados, com informações relativas à geometria do compressor, características dos sistemas de sucção e descarga, parâmetros da dinâmica das válvulas, temperaturas obtidas experimentalmente, propriedades do fluido refrigerante e do óleo lubrificante, condições de operação do sistema e parâmetros da simulação (número de iterações, número de ciclos, etc).

Para efetuar a simulação térmica do compressor, necessitam-se das condutâncias térmicas globais inseridas nas equações (4.22), (4. 25), (4. 27), (4.28), (4.29), (4.30), (4.31) e (4.32) que caracterizam a distribuição térmica entre os diversos componentes e regiões do compressor. Estas condutâncias são obtidas das equações supracitadas, empregando as temperaturas experimentais como condições de contorno. Estes cálculos são realizados através do módulo de balanço térmico do programa, devendo ser feito anteriormente à simulação térmica do compressor.

A simulação térmica do compressor tem como objetivo analisar termicamente um compressor operando em condições diferentes daquela testada experimentalmente, podendo ser devidas a modificações de parâmetros construtivos ou de operação do compressor. Desta forma, a simulação térmica do compressor calcula um novo campo de temperaturas dos componentes e das regiões internas do compressor, as quais serão consideradas no cálculo transiente da câmara de compressão a fim de determinar o novo desempenho do compressor.

A simulação térmica parte de uma distribuição conhecida de valores de algumas temperaturas experimentais (T_s , T_{sc} , T_w , T_{dc} , T_{vb} , T_{ld} , T_m , T_h , T_{ie} e T_{ee}), identificadas na Figura 4.6, para o cálculo transiente do ciclo de compressão.

A simulação do transiente da câmara de compressão começa com o pistão no ponto morto inferior (PMI), correspondente ao ângulo zero da posição do eixo do motor, com as válvulas fechadas e o gás no interior do cilindro nas condições de temperatura e pressão da câmara de sucção (T_{sc} e P_s). A partir das condições iniciais estabelecidas e incrementos de ângulo de giro de manivela ($\Delta\theta$) de 0,001 radiano, equivalente a $\Delta t = 2,653e-6s$ para $f = 60Hz$, calculam-se o volume

específico, a temperatura e a pressão do fluido ao longo de alguns ciclos.

Com as características do mecanismo biela-manivela e com a nova posição angular θ , calcula-se através da equação (4.1) o volume da câmara de compressão. Sabendo o volume ocupado pelo gás e a massa de refrigerante no interior do cilindro, tem-se o volume específico do gás. Pela correlação de Annand (1963) estima-se a transferência de calor do gás com as paredes do cilindro que resulta no calor total transferido ao gás. Com esta informação, através da primeira lei da termodinâmica aplicada ao volume de controle, equação (4.12), computa-se a nova temperatura do refrigerante. Para este cálculo com a equação da conservação da energia, também se considera a vazão mássica da posição angular anterior. A pressão do fluido no interior do cilindro, p_i , e as demais propriedades são interpoladas através de tabelas para gás real, visto que, com as propriedades volume específico e temperatura, o estado termodinâmico do refrigerante já está definido.

Na sequência, com a nova condição de pressão conhecida, pode-se calcular a diferença de pressão entre o cilindro e as câmaras de sucção e de descarga. Verifica-se se a diferença de pressão é suficiente para abrir uma das válvulas e, caso afirmativo, a equação da dinâmica é resolvida e uma nova posição de abertura da válvula é encontrada. Com a abertura da válvula, pode então se determinar a vazão correspondente e o balanço de massa para o fluido no cilindro.

As informações das variáveis de interesse são então armazenadas para a nova posição angular θ . Ao final de uma revolução do eixo de manivela, inicia-se a simulação de um novo ciclo até se alcançar o número limite de N ciclos. No último ciclo, efetua-se a integração das variáveis de interesse como, por exemplo, o trabalho realizado e a vazão através das válvulas. Além disto, são também armazenadas em arquivos as variáveis de processo (temperatura, pressão, deslocamento das válvulas, calor transferido, etc).

Após a convergência do procedimento de solução do ciclo de compressão, as equações do modelo térmico são resolvidas através do método de Newton-Raphson, com o objetivo de calcular o novo perfil de temperaturas do compressor. Se a variação observada nos valores das temperaturas for maior que a tolerância definida (0,2% do valor da variável), simula-se novamente os N ciclos de compressão até que a convergência térmica seja atingida.

Conforme comentado anteriormente, a formulação integral considera o ciclo de compressão de forma transiente, porém, sem variações espaciais das propriedades. Para a solução transiente do ciclo

de compressão, modelado por equações diferenciais ordinárias, o código RECIP utiliza o método de Euler explícito no tempo.

Após a convergência das equações do balanço térmico, são calculadas e arquivadas as variáveis relativas ao desempenho do compressor, tais como o COP, a capacidade de refrigeração, eficiência volumétrica e isentrópica e perdas termodinâmicas, concluindo-se a simulação. O fluxograma do programa de simulação é apresentado nas Figuras 4.14 e 4.15.

Na análise teórica apresentada na seção 3.3, o superaquecimento do gás na sucção mostrou-se benéfico à eficiência do compressor aplicado a bombas de calor, devido ao aumento da capacidade específica de aquecimento. Entretanto, o tipo de fonte de calor responsável pelo superaquecimento pode reduzir ou eliminar esse benefício. Portanto, buscou-se avaliar numericamente diferentes soluções visando identificar o efeito das fontes de calor no interior do compressor.

Para isso, analisaram-se os efeitos de duas configurações de sucção (semidireta e indireta) e dos isolamentos térmicos da carcaça e da descarga. Além de considerar essas configurações separadamente, as diferentes combinações delas foram incluídas na análise e assim identificadas: i) sucção indireta (SI); ii) sucção semidireta (SSD); iii) sucção semidireta e carcaça isolada (CI); iv) sucção semidireta e descarga isolada (DI); v) sucção semidireta, carcaça e descarga isolada; sucção indireta e carcaça isolada; vi) sucção semidireta, carcaça e descarga isolada.

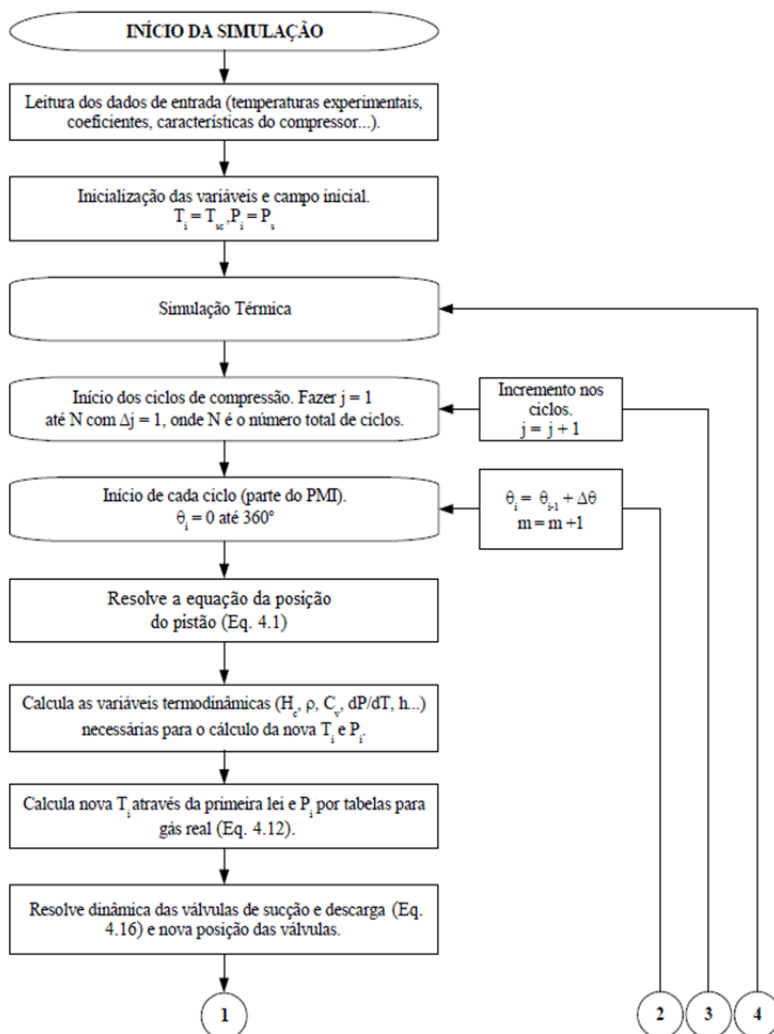


Figura 4.14 Primeira parte do fluxo de informações do modelo integral. Fonte: Adaptado de Kremer, (2006).

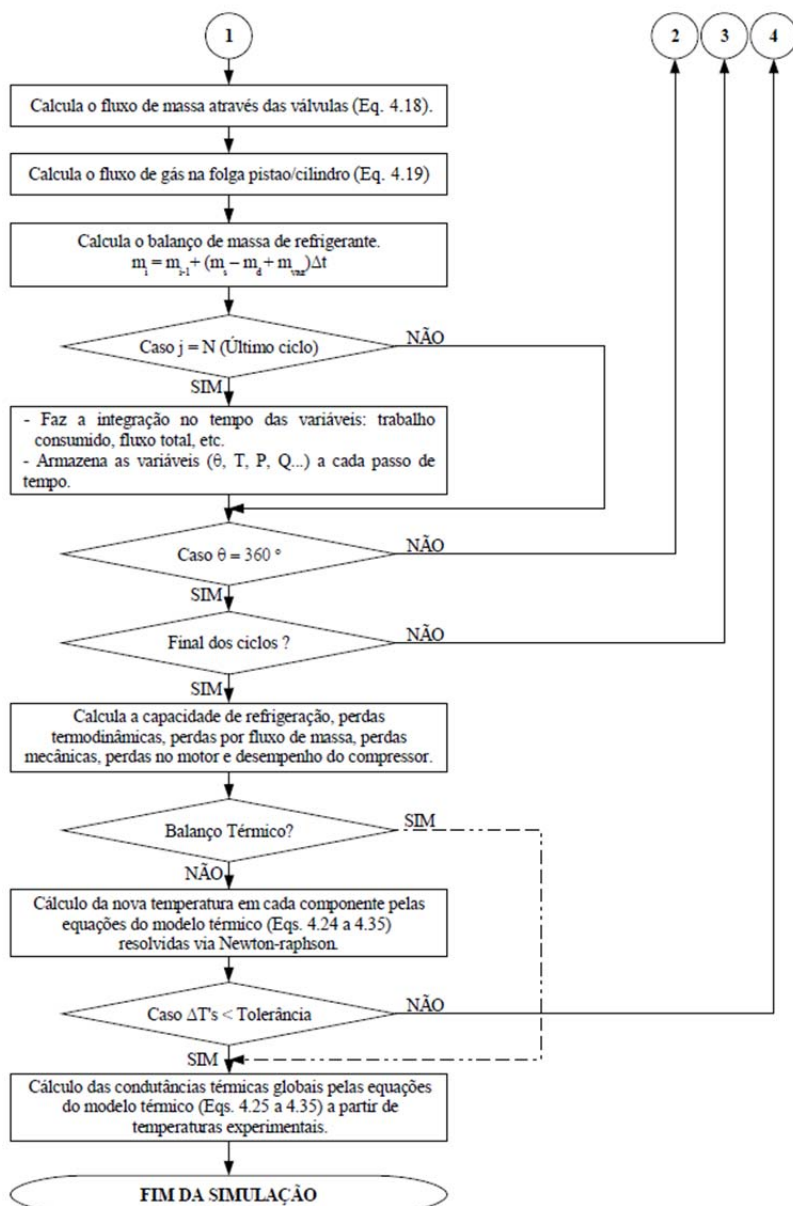


Figura 4.15 Segunda parte do fluxo de informações do modelo integral. Fonte: Adaptado de Kremer, (2006).

Em cada um dos casos supracitados, foi preciso ajustar os valores dos respectivos coeficientes globais de transferência de calor. Por exemplo, para a sucção indireta, utilizou-se a condutância térmica do filtro de sucção (UA_{sc}) igual a 100 (W/K). No caso da descarga, o isolamento da câmara (UA_{dc}), do volume no bloco (UA_{vb}) e do tubo de descarga (UA_{ld}), foram definidos como ideais aplicando uma condutância térmica igual a 0,1 (W/K), um valor também usado no caso do isolamento da carcaça (UA_{ce}). Os valores supracitados foram escolhidos sem se preocupar com a viabilidade de reproduzi-los no experimento, visto que o objetivo principal destas simulações é verificar o potencial de ganho de eficiência de aquecimento.

Todas as simulações foram conduzidas através do mesmo procedimento. Primeiramente, se altera as condutâncias térmicas do caso a ser simulado. Em seguida, ativa-se o módulo de simulação térmica para obtenção do novo perfil térmico e inicia-se a simulação. Por fim, o perfil térmico é atualizado e o cálculo dos parâmetros de eficiência do compressor é efetuado. Este procedimento é repetido para cada configuração.

Uma etapa fundamental na simulação numérica, como mencionado anteriormente, consiste na calibração do modelo através de dados experimentais de perfil térmico e parâmetros de desempenho globais. As condições de sistema adotadas na simulação correspondem a temperaturas de evaporação e de condensação iguais a 7,2°C e 54,4°C, respectivamente (ASHRAE Standard 23-78).

O modelo numérico foi calibrado para a configuração de sucção semidireta, na qual as temperaturas experimentais foram aplicadas como condições de contorno para as equações (4.21) a (4.32) do modelo térmico. Assim, obtiveram-se os coeficientes globais de transferência de calor (UA) que permitem prever o comportamento do compressor em condições diversas de aplicação.

Na tabela 4.1, são mostrados os parâmetros de eficiência para o caso de calibração simulado e experimental.

Tabela 4.1 Parâmetros globais de desempenho a para o caso de calibração.

	\dot{Q}_C [W]	\dot{W}_E [W]	\dot{W}_{IND} [W]	\dot{W}_{EF} [W]	COP_H	COP_{pV}	COP_{ef}
Experimental	1607.85	534.40	421.68	315.15	3.009	3.813	5.102
Númérico	1740.37	535.95	413.81	305.02	3.247	4.206	5.706
Erro [%]	8.2%	0.3%	-1.9%	-3.2%	7.9%	10.3%	11.8%

Os ganhos de eficiência são medidos a partir dos coeficientes de

performance de aquecimento (COP_H), termodinâmico (COP_{pV}) e efetivo (COP_{ef}).

A potência efetiva, \dot{W}_{EF} , pode ser avaliada da seguinte forma:

$$\dot{W}_{EF} = \dot{W}_{IND} - \dot{W}_{SUC} - \dot{W}_{DESC} \quad (4.33)$$

onde \dot{W}_{IND} é a potência indicada, enquanto que \dot{W}_{SUC} e \dot{W}_{DESC} são as potências consumidas nos processos de sucção e de descarga. O valor de COP_{EF} corresponde a razão entre \dot{Q}_C e \dot{W}_{EF} , sendo um parâmetro importante para a avaliação dos ganhos de eficiência sem considerar as perdas em válvulas e filtros.

Conforme mostra a tabela 4.1, a maior discrepância refere-se à estimativa da capacidade de aquecimento, sendo consequentemente refletida no COP_H , COP_{pV} e no COP_{ef} . No modelo numérico o refluxo na sucção e na descarga não foram considerados devido as imprecisões do presente modelo de refluxo. Por esta razão, era esperado que tal discrepância entre os valores numéricos e experimentais ocorressem principalmente no \dot{Q}_C . Porém, mesmo nesse caso, a metodologia é considerada adequada para a simulação de configurações diferentes do caso adotado em sua calibração, visto que o objetivo principal é avaliar as tendências de ganhos entre os casos simulados.

5 BANCADA E PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

5.1 INTRODUÇÃO

No presente trabalho, a investigação experimental é importante na avaliação da influência do superaquecimento na eficiência de bombas de calor. Neste sentido, avaliaram-se o desempenho de oito possíveis configurações de compressor a fim de determinar as variações de eficiência provenientes do superaquecimento. Na Seção 5.2, descreve-se a bancada experimental desenvolvida para este fim. A Seção 5.3 apresenta detalhes da instrumentação do compressor e as configurações testadas. O procedimento experimental é detalhado na seção 5.4. Os resultados dos ensaios experimentais no protótipo e a comparação com os resultados do modelo descrito no capítulo 4 são apresentados no Capítulo 6.

5.2 BANCADA CALORIMÉTRICA

A avaliação experimental das diversas configurações do compressor foi realizada em uma bancada calorimétrica. O calorímetro tem a função de determinar a potência consumida e a capacidade de refrigeração ou de aquecimento de um compressor em determinadas condições de temperatura de evaporação e condensação. De posse dessas medições, pode-se então determinar o coeficiente de performance do compressor.

Nesse trabalho, adotou-se uma bancada operando segundo um ciclo quente. Tal ciclo recebe esta denominação porque o fluido se mantém na fase de vapor superaquecido ao longo de todo o circuito da bancada. O ciclo quente pode ser obtido através de uma compressão, uma expansão isentálpica e, em seguida, um sub-resfriamento, voltando ao ponto de sucção do compressor. A principal vantagem desse sistema é que ele possibilita uma análise focada no compressor como se estivesse inserido em um sistema de refrigeração ou aquecimento, sem haver a necessidade de se instalarem o evaporador e o condensador.

Para garantir a condição de sucção desejada no compressor, são ainda conectados à bancada um ventilador e uma resistência. Caso a temperatura do vapor não seja elevada o suficiente, liga-se uma resistência elétrica para trazê-lo até a condição desejada na sucção. Porém, se a temperatura for demasiadamente elevada, adota-se um ventilador para insuflar ar sobre o compressor para reduzi-la.

O diagrama pressão-entalpia (p-h) apresentado na Figura 5.1

mostra o ciclo de aquecimento, representado em azul, e o ciclo quente da bancada, indicado em vermelho. A compressão está marcada em verde e é a mesma nos dois ciclos. Conforme mencionado, não há a necessidade da presença de evaporador ou condensador na bancada de ciclo quente.

A determinação da capacidade de aquecimento é realizada através da medição da vazão de massa do fluido e das condições definidas para o condensador, de acordo a equação abaixo:

$$Q_c = \dot{m} \Delta h_c$$

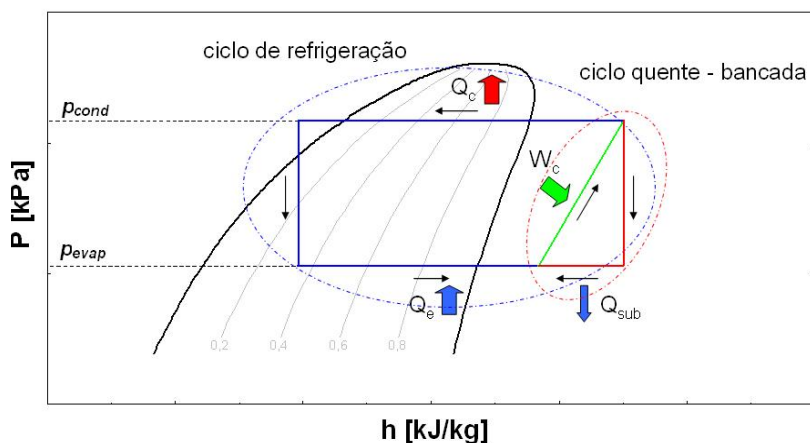


Figura 5.1 Diagrama p-h comparando um ciclo de refrigeração (azul) com um ciclo quente (vermelho). Fonte: Reproduzido de Dutra, (2009).

A bancada experimental, mostrada na Figura 5.2, permite um controle preciso das pressões de sucção e de descarga do compressor, que é realizada manualmente pelo operador através do ajuste das válvulas reguladoras de pressão. As temperaturas de sucção e do ambiente externo ao compressor também são controladas através de um trocador contra-corrente e do ventilador, respectivamente. Com isto, a performance energética do compressor pode ser calculada a partir dos dados do consumo de energia e da vazão de massa na condição de operação fixada.

A Figura 5.3 apresenta o circuito mecânico da bancada que indica, detalhadamente, os diversos componentes e suas posições. As

medições de temperatura do fluido no interior da tubulação são obtidas pelo uso de termorresistores, os quais são sensores que registram a temperatura em função da variação da resistência ôhmica. O elemento sensor consiste em uma resistência na forma de um fio de platina de alta pureza, de níquel ou de cobre (menos usado) encapsulado num bulbo de cerâmica ou vidro. Entre esses materiais, o mais utilizado é a platina, pois apresenta uma alta resistividade permitindo assim uma maior sensibilidade.



(a)



(b)

Figura 5.2 Vistas da Bancada Experimental montada e em funcionamento. Vista frontal, mostrando as válvulas de comando, e (b) a vista da câmara de teste.

O termistor usado é do tipo PT-100, que possui uma resistência de 100 ohms quando a temperatura for de 0°C e de 138,4 ohms em 100°C entre os fios, fornecendo precisão nas leituras de $\pm 0,5^\circ\text{C}$. A saída do termorresistor é conectada a um condicionador de sinal que é alimentado com uma tensão de 24VCC e que possui um sinal analógico de saída de 4 a 20 mA.

As pressões da linha de sucção e da linha de descarga são mensuradas por transdutores de pressão absolutos da marca WIKA®. Na sucção, o modelo utilizado (P-10-A-B**-GD-ZPR6ZZ-ZZZ) foi calibrado para operar de 0 a 20 bar, considerando um erro de 0,06%. Na descarga o modelo utilizado (P-10-A-B**-GD-ZPC6ZZ-ZZZ) foi calibrado para operar de 4 a 40 bar, considerando um erro de 0,3%.

Para mensurar a vazão de massa empregou-se um medidor do tipo coriolis da Micromotion, modelo ELITE CMF010, cuja faixa de operação é de 0,002kg/h a 108kg/h.

A potência elétrica do compressor é medida através de um transdutor de potência elétrica da marca YOKOGAWA (modelo WT210), conectado ao circuito de acionamento do compressor juntamente com transformadores de tensão e corrente. Desta maneira, é possível medir o consumo do compressor na condição de operação testada. O transdutor foi calibrado para operar na faixa de 80 a 840W, considerando uma tensão de 220V e frequência de 60Hz.

Um sistema de aquisição de dados foi adotado para a leitura e tratamento dos sinais dos diversos transdutores. O sistema é composto de um software e módulos de comunicação e conversão. Os sinais analógicos gerados pela instrumentação descrita são lidos via microcomputador através de módulos de aquisição de dados conectado entre si segundo o protocolo RS-485, transferindo em tempo real ao computador, via porta serial RS-232. O módulo ADAM-4520 foi utilizado para a coleta de sinais analógicos em mV, V ou mA e saída em protocolo RS-485. Os dados recebidos pela porta serial do computador são interpretados por um software do mesmo fabricante dos módulos e armazenados.

As aquisições dos sinais de pressão no cilindro, das pulsações de pressão na sucção e na descarga, e dos movimentos de válvulas são realizadas utilizando-se de placas de aquisição do fabricante *National Instruments*®, modelo NI-PCI-MIO-16E1. Essa placa de aquisição é conectada a uma caixa de comunicação do mesmo fabricante, modelo BNC-2120. Procedendo desta forma, pode-se facilmente conectar sinais adicionais (analógicos, alguns sinais digitais e duas conexões definidas pelo usuário) ao sistema de aquisição, garantindo a integridade das

medições realizadas em um ambiente de difícil acesso.

5.3 INSTRUMENTAÇÃO DO COMPRESSOR

Além da preparação da bancada experimental, a realização dos experimentos dependem de duas fases bem distintas que influenciam nos resultados obtidos. Essas fases são: instrumentação do compressor e o procedimento de medição.

Um compressor alternativo de volume deslocado de 10.6cc, operando na frequência de 60Hz e com R134a foi escolhido para as análises. Este compressor emprega um sistema de sucção indireta, projetado pelo desalinhamento do tubo passador de sucção com a entrada do filtro de sucção. Devido a esta configuração, o gás refrigerante é forçado a fluir através do ambiente da carcaça do compressor, onde estão o motor, o sistema de descarga e os mancais, antes de entrar no filtro de sucção.

A análise termodinâmica do compressor em estudo exige que a instrumentação seja realizada com grande cuidado, a fim de garantir que todos os parâmetros sejam medidos corretamente. Tal tarefa torna-se um desafio devido ao caráter intrusivo da instrumentação, o que exige cuidados no posicionamento e na fixação de transdutores e sensores para reduzir a influência sobre as medições. Os parâmetros medidos nos testes foram:

- a) Perfil térmico, representado por temperaturas em diversos pontos do compressor;
- b) Pressão do fluido na câmara de compressão;
- c) Pressões do fluido nas câmaras de sucção e descarga;
- d) Movimento das válvulas de sucção e descarga;

A medição das temperaturas que descrevem o perfil térmico do compressor alternativo é de fundamental importância, pois permitem identificar as fontes e sumidouros de calor. Tais dados permitem, por exemplo, a alteração do compressor a fim de melhorar suas características de desempenho térmico.

Neste estudo foram adotados doze pontos para medições de temperatura: linha de sucção (1), entrada do filtro de sucção (2), entrada do cilindro (3), cilindro (4), tampa do cilindro (5), linha de descarga (6), ambiente direito interno da carcaça (7), ambiente esquerdo interno da carcaça (8), óleo (9), mancal (10), bobina (11) e carcaça (12). A Figura 5.4 apresenta as posições de cada um desses termopares, identificados por seus respectivos números.

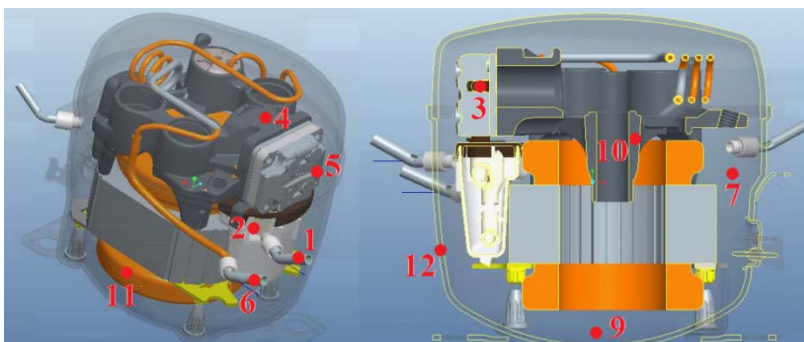


Figura 5.4 Representa a posição de cada ponto de medição de temperatura

A pressão na câmara de compressão é medida por um transdutor de pressão relativo da marca KISTLER®, com faixa de medição de 0 a 20 bar, cujo funcionamento baseia-se no efeito piezoelétrico. Esse transdutor é inserido em um orifício lateral ao cilindro que se comunica com a câmara de compressão através de um canal de diâmetro reduzido. Na Figura 5.5 é apresentado um esquema ilustrativo da disposição desse transdutor de pressão em relação à câmara de compressão.

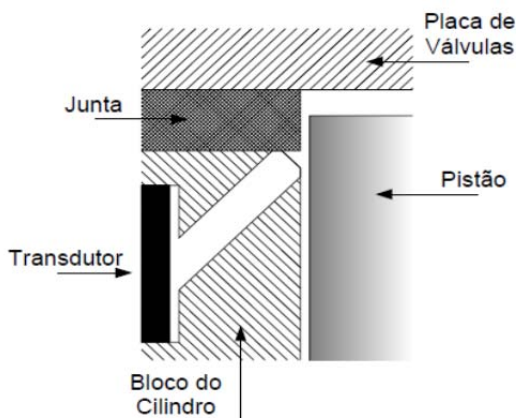


Figura 5.5 Esquema ilustrativo da disposição do transdutor de pressão relativo.
Fonte: Pereira, (2006).

Esse mesmo tipo de transdutor de pressão é utilizado nas medições das pressões nas câmaras de sucção e descarga. Nesse caso, sua inserção é relativamente menos complexa, pois o transdutor pode ser

conectado diretamente à câmara sem a necessidade de um canal intermediário. Porém, qualquer que seja a posição de medição, é de extrema importância garantir a fixação correta do transdutor, a fim de evitar vazamentos que comprometam as medições e alterem o desempenho do compressor.

Na Figura 5.6 é possível notar a disposição dos transdutores de pressão relativos, indicados pelos quadrados azuis, na tampa do cilindro e na entrada para o cilindro. Os círculos vermelhos indicam as posições de medição das temperaturas do cilindro, da tampa do cilindro, do ambiente direito e do ambiente esquerdo.

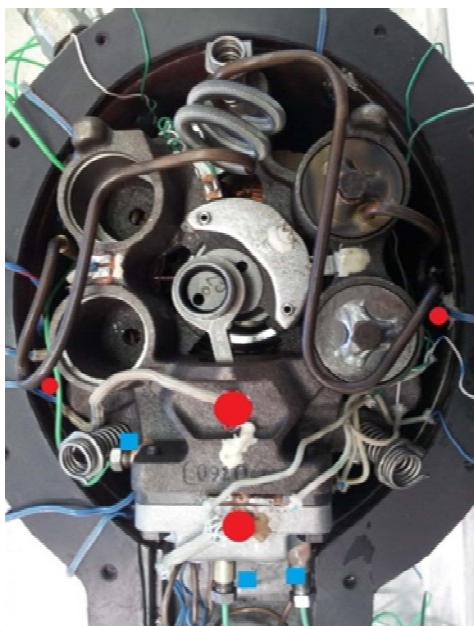


Figura 5.6 Exemplo de um compressor instrumentado.

5.4 PROCEDIMENTO DE TESTE

Após a preparação da bancada, a seguinte sequência de passos é adotada para a realização das medições:

- 1) O compressor é conectado à bancada, através dos passadores de sucção e de descarga;
- 2) Em seguida, com o sistema estanque, é feito vácuo, até uma pressão de 100mtorr, para retirada de todo ar, umidade e/ou contaminantes do interior da tubulação da bancada. Atendida

esta condição, o compressor recebe então uma quantidade de fluido de trabalho;

- 3) O compressor é ligado e a condição ajustada até a estabilização. O critério de estabilização definido foi de $\pm 2^{\circ}\text{C}$ para variações na temperatura, $\pm 2\%$ para a pressão, $\pm 2\%$ para a vazão de massa e $\pm 2\%$ para o consumo de energia;
- 4) Medições das variáveis independentes e dependentes são realizadas durante 45 minutos, após a estabilização da condição de teste. O sistema de aquisição efetua uma leitura dos valores instantâneos de todas as variáveis disponibilizados pelo módulo conversor RS485/232 a cada 10 segundos. Ao final do teste, os valores médios de cada variável são disponibilizados em um arquivo de texto. Durante os 45 min de teste são efetuados cerca de 270 varreduras dos valores instantâneos;
- 5) Repetem-se os passos de 1 a 4;
- 6) Calcula-se a capacidade de refrigeração/aquecimento e os parâmetros de desempenho global, assim como o coeficiente de performance e as eficiências isentrópica e volumétrica;

O procedimento acima foi seguido na realização de sete testes para avaliar configurações do compressor que maximizassem a capacidade e, conseqüentemente, o coeficiente de performance de aquecimento. Basicamente, as configurações testadas são alternativas de soluções de gerenciamento térmico que podem ser consideradas na etapa de projeto ou na integração com o sistema de aplicação. Tais configurações são:

- 1) Sucção indireta (SIn);
- 2) Sucção semidireta (SSD);
- 3) Sucção semidireta e carcaça isolada (SSD+CI);
- 4) Sucção indireta e carcaça isolada (SIn+CI);
- 5) Sucção indireta, carcaça isolada e descarga isolada (SIn+CI+DI);
- 6) Sucção semidireta, carcaça isolada e descarga isolada (SSD+CI+DI);
- 7) Sucção semidireta e Descarga isolada (SSD+DI).

Com o intuito de verificar a incerteza das medições, foram realizadas três sequências de testes, onde se utilizou o mesmo compressor instrumentado e a mesma bancada de testes.

Na montagem do sistema de descarga isolada é realizada com a retirada do compressor da bancada calorimétrica, a abertura da carcaça flangeada e, por fim, a substituição do tubo de descarga. Portanto, a fim de padronizar o procedimento de teste entre todas as configurações e reduzir os erros de medições, optou-se por executar sempre a retirada do compressor da bancada e a abertura da carcaça flangeada para revisão da instrumentação.

Desta forma, determinam-se as incertezas de medição, admitindo um intervalo de confiança de 95%, para a capacidade e eficiência de aquecimento. E, por sua vez, podem-se definir os intervalos dos ganhos que serão apresentados no próximo capítulo deste trabalho.

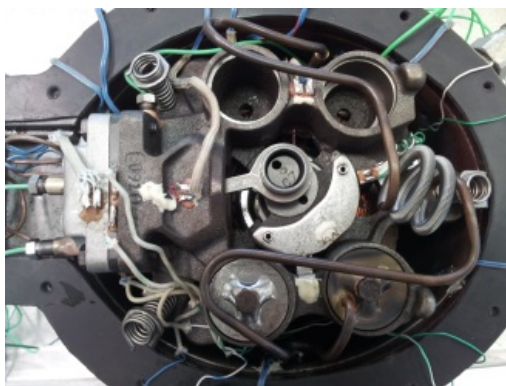
A configuração de sucção semidireta corresponde à condição de projeto do compressor utilizado para os testes experimentais neste trabalho. Como já mencionado no Capítulo 2, trata-se de uma configuração útil para contornar o problema de retorno de líquido, mas com impactos negativos sobre a eficiência do compressor. Entretanto, a sucção indireta foi adotada como configuração comparativa frente aos demais casos, justamente por se esperar que esta apresente a menor eficiência.

O isolamento térmico do compressor, referenciado com a carcaça isolada, foi feito com o revestimento da superfície externa da carcaça com uma manta de neoprene, conforme mostra a Figura 5.7.



Figura 5.7 Compressor instrumentado e totalmente isolado.

A configuração de descarga isolada foi idealizada partindo do princípio de redução da área de troca térmica. Nesse caso, o tubo de descarga, responsável por transportar o gás da câmara de descarga até o passador de descarga, corresponde a maior área de transferência de calor da descarga e possui maior facilidade de ser removido e alterado. Por esse motivo, foi confeccionado um tubo de descarga mais curto, interligando o gás proveniente da tampa do cilindro diretamente ao passador de descarga. A Figura 5.8(a) mostra a composição original do sistema de descarga e a Figura 5.8(b) mostra a redução expressiva da área de troca térmica devido à redução do comprimento do tubo de descarga.



(a)



(b)

Figura 5.8 Compressor instrumentado com o (a) tubo de descarga original e (b) com o tubo de descarga isolado.

6 RESULTADOS E DISCUSSÕES

6.1 INTRODUÇÃO

Neste capítulo são apresentadas as discussões sobre os principais resultados do trabalho. Inicialmente, na Seção 6.2, realiza-se uma análise teórica detalhada do efeito da temperatura inicial de compressão sobre os diversos parâmetros de eficiência do compressor aplicado a bombas de calor. Este estudo permitiu, por exemplo, identificar situações em que o superaquecimento pode ser benéfico. Na Seção 6.3 são discutidos os resultados experimentais das soluções de superaquecimento, considerando as configurações de maior e menor ganho. Finalmente, a seção 6.3 mostra uma análise comparativa entre os resultados numéricos e experimentais, evidenciando a influência do superaquecimento sobre vários parâmetros que regem a performance do compressor.

6.2 ANÁLISE TEÓRICA DO EFEITO DO SUPERAQUECIMENTO

Conforme discutido no Capítulo 3, do ponto de vista de aquecimento e do desempenho de compressores, observa-se que o superaquecimento da sucção torna-se mais atrativo, contanto que não seja proveniente do calor liberado pelo sistema de descarga. Para quantificar a vantagem do superaquecimento ao compressor aplicado a uma bomba de calor é necessário conhecer os parâmetros que influenciam o seu perfil térmico e o seu desempenho. Portanto, torna-se necessária uma análise numérica de diferentes configurações que possibilite quantificar o ganho de eficiência de aquecimento.

Para efetuar esta análise foram utilizados o código RECIP e modelo térmico que o complementa, descritos em detalhes no capítulo 4. Com estes modelos, avaliou-se o perfil térmico do compressor em cada configuração proposta e o impacto do mesmo sobre os parâmetros de performance do compressor. O estudo apresentado nesta seção visa determinar o máximo ganho oferecido pelo superaquecimento em bombas de calor, comparando também os efeitos distintos sobre os coeficientes de performance (COP) de refrigeração e aquecimento.

6.2.1 Resultados Globais de Desempenho

Na análise preliminar, apresentada no capítulo 3, ficou clara a diferença da tratativa do superaquecimento quando o compressor é projetado para aplicações de bomba de calor. Porém, naquela análise

não foi considerada a ineficiência termodinâmica do compressor, a qual é incluída na análise realizada nesta seção.

A configuração do compressor com sucção indireta foi adotado como referência, correspondendo ao caso em que o passador de sucção está afastado da entrada do filtro de sucção. Sendo assim, foram avaliados os impactos da sucção semidireta e das demais combinações com o isolamento da carcaça e da descarga do compressor.

A Figura 6.1 apresenta os resultados de capacidade de aquecimento para cada configuração simulada, juntamente com o ganho coeficiente de performance de aquecimento, COP_H , em relação ao caso referência (sucção indireta).

Nota-se claramente o grande potencial de aumento do coeficiente de performance de aquecimento (COP_H) a partir de soluções internas e externas ao compressor. Por exemplo, os resultados numéricos mostram ganhos da ordem de 9% de eficiência de aquecimento, o que é suficiente para justificar maiores estudos sobre superaquecimento em compressores aplicados a bombas de calor.

A sucção indireta é uma configuração que permite que o fluido escoe internamente na carcaça e entre em contato com todos os componentes de temperatura elevada, aumentando a temperatura do fluido no início da compressão (T_{suc}), ou seja, aumentando o superaquecimento. Ao adotar uma sucção semidireta, o superaquecimento é reduzido devido ao direcionamento do escoamento do gás para entrada do filtro de sucção. Dessa maneira, a sucção semidireta possibilita uma maior capacidade de aquecimento ($\sim 1,4\%$), devido ao aumento da vazão mássica.

O isolamento térmico da carcaça combinado com o uso da sucção semidireta também aumenta a capacidade de aquecimento ($\sim 5,5\%$), mas principalmente pelo aumento expressivo da capacidade específica de aquecimento (Δh_H). Em outras palavras, a vazão mássica é reduzida devido ao aumento do superaquecimento, porém o ganho na diferença de entalpia entre o passador de descarga e a saída do condensador é predominante. Esse ganho de capacidade é refletido diretamente no coeficiente de performance de aquecimento (COP_H).

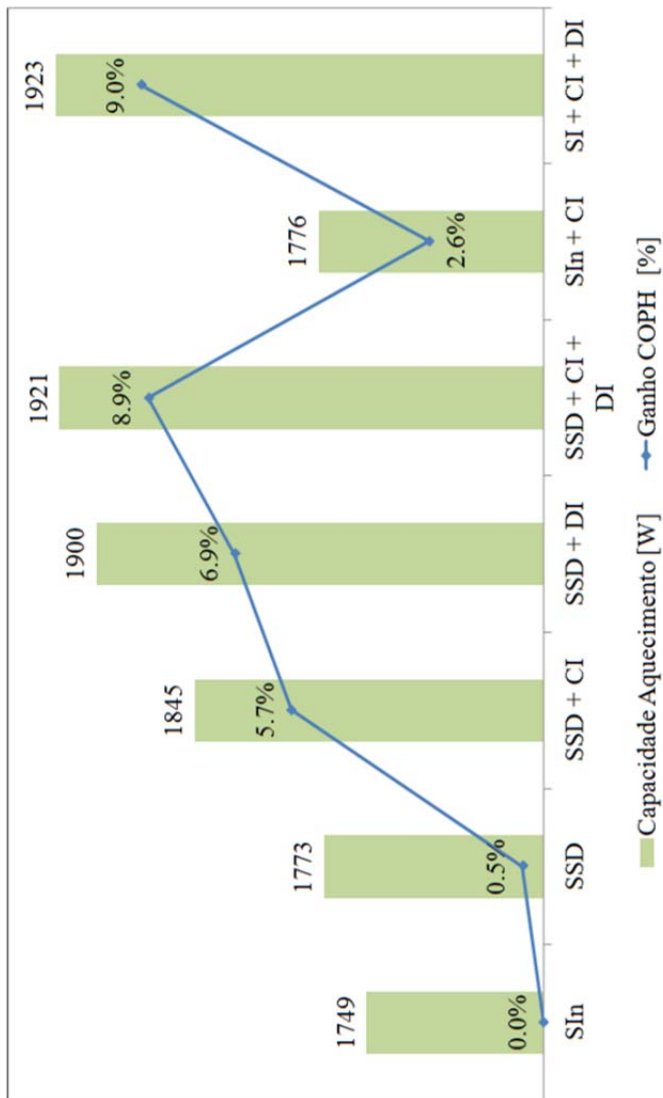


Figura 6.1 Resultados de capacidade e ganho de eficiência de aquecimento relativo ao caso com sucção indireta (SIn)

A adoção da sucção semidireta (SSD) com a linha de descarga isolada (DI) mostrou ser uma excelente configuração do ponto de vista de aumento da capacidade de aquecimento. O isolamento da descarga é responsável pela diminuição das temperaturas internas do compressor e, consequentemente, pelo aumento expressivo (7,6%) da vazão mássica do compressor. Na Tabela 6.1 são mostrados os resultados da capacidade de aquecimento específico e vazão mássica para cada configuração simulada.

Tabela 6.1 Capacidade específica de aquecimento e vazão mássica.

	SIn	SSD	SSD + CI	SSD + DI	SSD + CI + DI	SIn + CI	SI + CI + DI
Tsuc [°C]	66.2	52.0	67.6	43.5	52.1	85.7	53.4
Vazão mássica real [kg/h]	29.4	30.7	29.2	31.6	30.7	27.7	30.6
Ganho ou Perda [%]		4.5%	-0.6%	7.6%	4.5%	-5.6%	4.2%
Δh_c [kJ/kg]	214.3	207.9	227.4	216.4	225.2	230.7	226.3
Ganho ou Perda [%]		-3.0%	6.1%	1.0%	5.1%	7.6%	5.6%

Diante desses resultados iniciais de capacidade e eficiência de aquecimento, decidiu-se simular uma configuração contendo sucção semidireta com carcaça e descarga isoladas (SSD+CI+DI). Com esta configuração, obtiveram-se também ganhos expressivos de capacidade (9,8%) e de eficiência (8,9%) de aquecimento.

No interior do compressor existem três fontes de calor: sistema de descarga, mancais e motor elétrico. Ao isolar a carcaça, evita-se que o calor no interior do compressor seja perdido para o meio externo. Uma vez que o calor no sistema de descarga é útil em aplicações de bombas de calor, o superaquecimento do gás na sucção deveria ser promovido apenas pelo calor proveniente dos mancais e do motor elétrico.

Os resultados da simulação do compressor com sucção indireta e carcaça isolada (SIn+CI) indicaram ganhos de capacidade de aquecimento de 1,5%, e de eficiência em torno de 2,5%. O aumento desses ganhos foi limitado pelo impacto negativo do superaquecimento na eficiência volumétrica, conforme mostra a Figura 6.2.

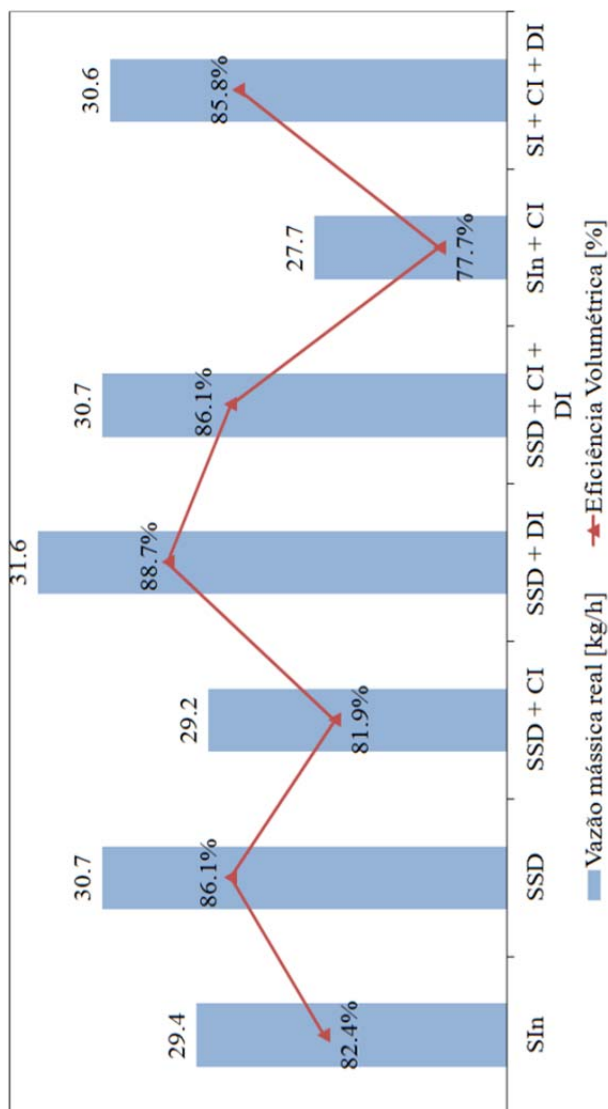


Figura 6.2 Comportamento do fluxo de massa e da eficiência volumétrica

Por fim, a combinação da carcaça isolada, descarga isolada e sucção indireta (CI+DI+SIn) apresentou ganhos da mesma ordem daqueles obtidos utilizando a sucção semidireta. Mesmo com um nível de superaquecimento relativamente alto, a capacidade de aquecimento apresentou aumento de 10%, resultado numa eficiência 9% maior que a obtida com a configuração referência (sucção indireta).

6.2.2 Gerenciamento Térmico

Nas análises anteriores notou-se que a intensidade dos ganhos de capacidade e eficiência de aquecimento são consequências diretas das inter-relações das fontes e dos sumidouros de calor no interior do compressor. Em outras palavras, o gerenciamento da transferência de calor entre os componentes do compressor é uma maneira eficaz de maximizar os ganhos de aquecimento, evitando que o calor útil (descarga) seja perdido. Portanto, torna-se imprescindível quantificar estas quantidades de calor, na tentativa de entender sua relação com os ganhos obtidos. O primeiro passo é analisar o comportamento do perfil térmico de cada configuração, como mostrado na Tabela 6.2.

Tabela 6.2 Perfis Térmicos de cada configuração

	SIn	SSD	SSD + CI	SSD + DI	SSD + CI + DI	SIn + CI	SI + CI + DI
Linha de Sucção	35.0	35.0	35.0	35.0	35.0	35.0	35.0
Ambiente interno	54.1	61.0	85.5	47.5	61.4	65.1	46.7
Câmara de Sucção	66.2	52.0	67.6	43.5	52.1	85.7	53.4
Parede cilindro	95.2	86.0	102.0	77.8	86.1	112.0	84.7
Tampa Cilindro	124.5	112.0	128.0	104.0	113.0	143.0	113.0
Passador Descarga	102.1	96.2	114.0	104.0	112.0	117.0	113.0
Carcaça	44.3	47.7	85.0	41.1	61.2	64.9	46.6
Motor	79.7	86.5	111.0	73.6	87.3	90.4	72.6
Ambiente externo	35.0	35.0	35.0	35.0	35.0	35.0	35.0
Mancal	76.3	77.8	99.5	66.3	78.3	89.2	68.0
Óleo	49.2	54.4	85.3	44.3	61.3	65.0	46.7

A sucção semidireta (SSD), comparada à sucção indireta (SIn), resulta em um perfil térmico de temperaturas menores na maioria dos pontos simulados. Isto porque reduz os coeficientes de transferência convectiva de calor e, conseqüentemente, o coeficiente global de transferência de calor do ambiente interno do compressor (UA_i). Por esse motivo, ocorre redução do superaquecimento e, por sua vez, a temperatura de início de compressão (T_{sc}) atinge valores menores. Como consequência, a capacidade de aquecimento aumenta e a eficiência de aquecimento do compressor responde na mesma proporção.

O isolamento da carcaça implica em temperaturas internas maiores devido à restrição da transferência de todo calor proveniente do interior do compressor para o meio externo. Por esta razão a temperatura do ambiente interno se eleva reduzindo o potencial de troca térmica com o sistema de descarga. Assim, maior será a temperatura do passador de descarga e, conseqüentemente, maior a capacidade de aquecimento.

Como já mencionado o sistema de descarga transporta calor útil em um sistema de aquecimento e, por este motivo, deve-se minimizar a transferência de calor do mesmo para o ambiente interno do compressor. O isolamento da descarga gera temperaturas menores nos diversos componentes do compressor quando comparado com as configurações anteriores, sendo benéfico tanto para o superaquecimento do gás quanto para a capacidade específica de aquecimento.

Em termos de calor trocado, os efeitos provocados pelo isolamento do sistema de descarga ficam claros. Na Figura 6.3, nota-se que a descarga deixa de ser a principal fonte de calor para o caso de sucção semidireta e descarga e carcaça isolada (SSD+CI+DI) e o motor elétrico passa a ser o maior responsável pelo aquecimento do ambiente interno do compressor e pelo aquecimento da sucção.

No caso com sucção indireta, carcaça e descarga isolada (SIn+CI+DI), o calor absorvido pela sucção é expressivamente maior do que o perdido pela descarga. Tal fato indica que a energia térmica necessária para aquecer a sucção é proveniente dos mancais e do motor elétrico, visto que a descarga não perde calor suficiente para o ambiente interno do compressor. Por essa razão, tal configuração proporcionou os maiores ganhos de capacidade e, conseqüentemente, do coeficiente de performance de aquecimento dentre todos os demais casos.

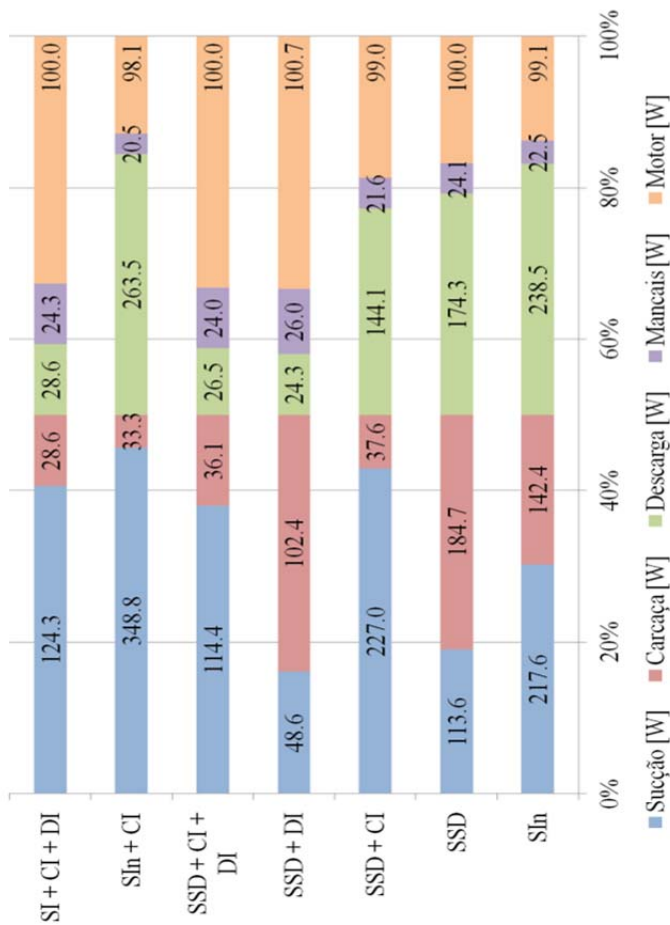


Figura 6.3 Distribuição das fontes e sumidouros de calor no compressor [W] para as diferentes configurações.

Da mesma forma, o compressor com sucção semidireta e carcaça e descarga isoladaa (SSD+CI+DI) apresenta uma relação vantajosa entre a quantidade de calor absorvido pela sucção e por aquela perdida pela descarga. Porém, nesse caso, o calor perdido através da carcaça é maior que na configuração anterior (SIn+CI+DI).

No Capítulo 3, a equação (3.5) foi apresentada a fim de relacionar os coeficientes de performance de aquecimento e de refrigeração aliado a uma constante de valor unitário (C). Esse valor é válido apenas para um ciclo de aquecimento cuja compressão é isentrópica. Aplicando a primeira lei da termodinâmica a um ciclo de aquecimento por compressão de vapor e considerando a parcela de calor que o compressor perde para o ambiente externo, tem-se:

$$W_E + Q_E = Q_C + Q_{carcaça} \quad (6.1)$$

Considerando a equação (6.1) e (3.3) e rearranjando-se os termos, obtém-se:

$$COP_H = COP_R + C \quad (6.2)$$

onde,

$$C = \left(1 - \frac{Q_{carcaça}}{W_E}\right) \quad (6.3).$$

A equação (6.3) corresponde a uma forma aproximada de se avaliar as perdas termodinâmicas em processos de compressão não isentrópicos. Além disso, esta equação mostra claramente que o coeficiente de performance do compressor aplicado a bombas de calor está diretamente vinculado à quantidade de energia térmica que deixa de ser trocada no condensador e passa a ser perdida para o meio externo através da carcaça do compressor. Por esse motivo, o valor constante na equação (3.5) não é unitário em situações reais.

A Tabela 6.3 mostra os resultados obtidos para o parâmetro de condição adiabática (“C”), indicando que os casos, onde o isolamento térmico da carcaça é empregado, correspondem aos valores de “C” mais próximo da unidade.

Tabela 6.3 Comportamento do parâmetro “C” para cada configuração

	SIn	SSD	SSD + CI	SSD + DI	SSD + CI + DI	SIn + CI	SI + CI + DI
$T_{sc} [^{\circ}C]$	66.2	52.0	67.6	43.5	52.1	85.7	53.4
$COP_H [W/W]$	3.23	3.25	3.41	3.45	3.52	3.31	3.52
$COP_R [W/W]$	2.45	2.54	2.44	2.60	2.54	2.34	2.53
C	0.779	0.706	0.972	0.858	0.977	0.977	0.991
$Q_{suc} [W]$	217.6	113.6	227.0	48.6	114.4	348.8	124.3
$Q_{DESC} [W]$	238.5	174.3	144.1	24.3	26.5	263.5	28.6
Q_{suc} / Q_{DESC}	0.91	0.65	1.58	2.00	4.32	1.32	4.34

Para os demais casos, verificou-se que a relação entre o calor absorvido pela sucção (Q_{suc}) e o calor perdido pela descarga (Q_{DESC}) é um indicativo físico de que os ganhos térmicos na capacidade de aquecimento específica tendem a aumentar à medida que os valores desta relação aumentam.

Analisando separadamente os efeitos apresentados pelo isolamento da carcaça e da descarga, notou-se que seus efeitos positivos são aditivos. Dessa forma, fazendo-se uso de ambos, pode-se aproveitar a maior parte dos calores gerados pelos mancais e pelo motor elétrico e atingir valores do parâmetro “C” mais próximos da unidade.

Como mencionado anteriormente, tomando a configuração de sucção indireta como referência, verifica-se que a capacidade de aquecimento apresenta ganhos de até 10%, refletindo em aumentos no coeficiente de performance de aquecimento de até 9%. Assim, fica evidente o potencial de ganho de eficiência de aquecimento com o gerenciamento térmico adequado do compressor.

6.2.3 Análise do Superaquecimento

Em uma análise típica de refrigeração, a capacidade de refrigeração depende apenas da vazão mássica cujos valores aumentam à medida que a temperatura de início de compressão diminui. Entretanto, em uma análise relacionada a sistemas de bomba de calor, a capacidade de aquecimento depende também da temperatura de descarga do compressor. Portanto, como a Figura 6.4 retrata, os maiores níveis de capacidade de aquecimento são observados nas configurações com sucção semidireta com carcaça e/ou descarga isolada.

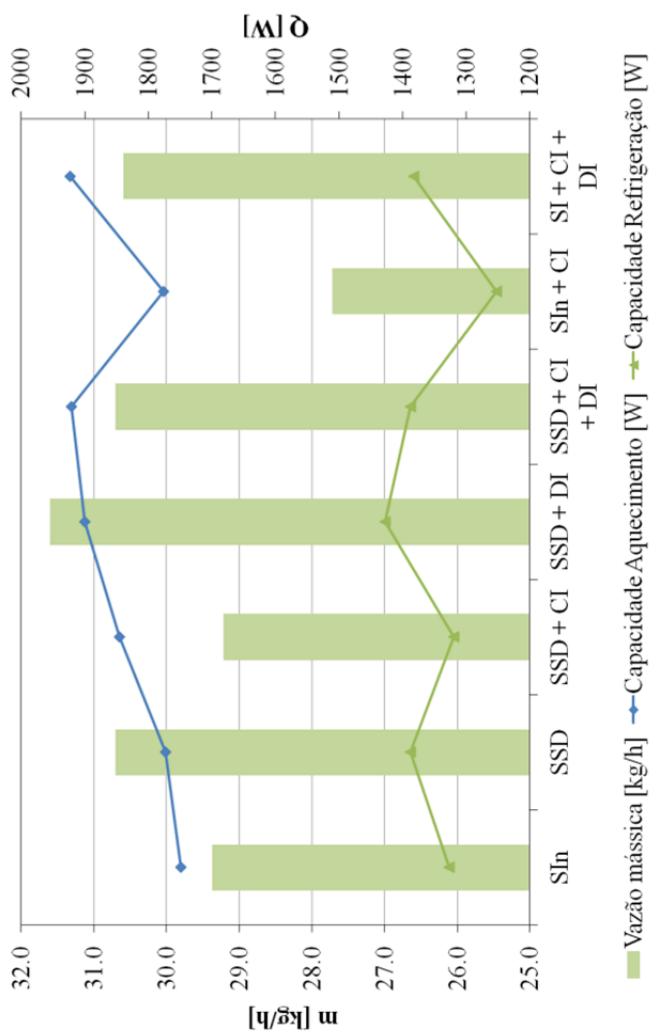


Figura 6.4 Resultados numéricos para vazão de massa e capacidades

Como pode ser visto na Tabela 6.4, os resultados das simulações numéricas indicam que o COP para o aquecimento é maior no último caso (Sucção indireta, carcaça isolada e descarga isolada). Por outro lado, o COP de refrigeração é maior no caso com sucção semi-direta e descarga isolada.

Geralmente, a escolha dos compressores para aplicação em bombas de calor é feita com base no COP_R , medido experimentalmente e usado na equação (3.5) para obtenção do COP_H . Aplicando esta abordagem, no caso de sucção semidireta e descarga isolada, o valor do de 3,596 resulta para o COP_H (Tabela 6.3). No entanto, comparando-se o COP_H obtido da simulação do compressor, nota-se que o valor, estimado pela abordagem rotineira, descrita acima, é 4,1% maior. Esses resultados mostram a importância da escolha de um compressor para bomba de calor atentando para o COP de aquecimento (COP_H). Caso contrário, é possível que a escolha não seja a melhor para a aplicação.

Tabela 6.4 Parâmetros de Performance - Numéricos

	SI _{in}	SSD	SSD + CI	SSD + DI	SSD + CI + DI	SI _{in} + CI	SI + CI + DI
T _{sc} [°C]	66.2	52.0	67.6	43.5	52.1	85.7	53.4
T _{ic} [°C]	76.0	62.5	78.1	54.1	62.6	95.1	63.6
Q _c [W]	1749.0	1773.0	1845.4	1900.3	1921.1	1775.9	1923.4
Q _e [W]	1327.2	1387.5	1319.9	1428.1	1387.4	1252.2	1382.3
COP _H / COP _{H, REF}	1.000	1.005	1.057	1.069	1.089	1.026	1.090
COP _R / COP _{R, REF}	1.000	1.036	0.996	1.059	1.036	0.953	1.032
C	0.78	0.71	0.97	0.86	0.98	0.98	0.99
Perdas							
W _{sh,R} [W]	43.9	30.4	45.8	20.9	30.5	61.0	31.3
W _{sh,H} [W]	21.4	16.1	5.8	-6.4	-8.5	18.8	-9.1
W _{pump} [W]	107.8	111.7	107.5	114.3	111.7	103.5	111.3
W _b [W]	15.0	15.0	15.0	15.0	15.0	15.0	15.0
W _{el} [W]	99.1	100.0	99.0	100.7	100.0	98.1	100.0

A Figura 6.5 permite a análise do efeito do superaquecimento através das perdas por superaquecimento em aplicações de refrigeração e de aquecimento, considerando todas as configurações simuladas. Na refrigeração, a perda por superaquecimento é menor para sucção semidireta e descarga isolada, o que indica que esta é a melhor solução em termos de superaquecimento. De fato, o resultado de COP_R

corrobora esta conclusão. Por outro lado, para aquecimento, a perda por superaquecimento indica que a última configuração (SIn+CI+DI) é a melhor, corroborando também os resultados de COP_H.

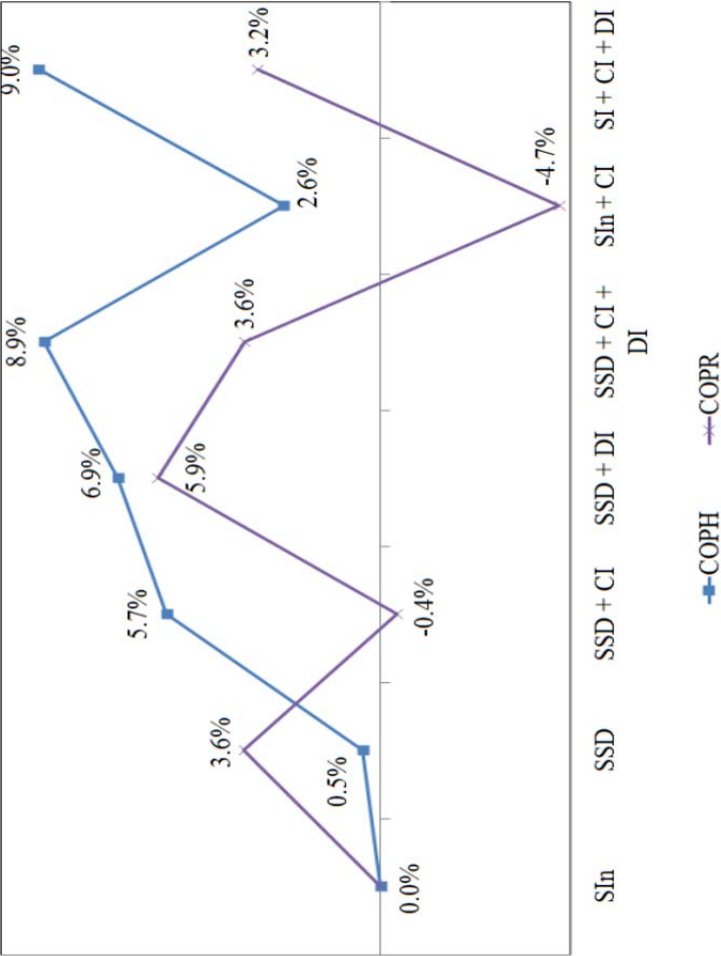


Figura 6.5 Variação percentual do coeficiente de performance de aquecimento e refrigeração para cada caso simulado.

Uma explicação da razão pela qual a configuração (SIn+CI+DI) é a melhor para aquecimento é que as perdas de calor do motor e mancais não são totalmente inúteis. Assim uma parte desta energia pode ser utilizada para aumentar a capacidade de aquecimento através do superaquecimento da sucção. Este é motivo da perda por superaquecimento ser sempre menor em aplicações de bomba de calor, como mostram os resultados numéricos.

6.3 RESULTADOS EXPERIMENTAIS

As soluções propostas para maximizar a eficiência de aquecimento do compressor, mostraram resultados promissores através das simulações numéricas. Por isso, as mesmas alternativas foram testadas experimentalmente, usando o procedimento detalhado no capítulo 5.

De acordo com as análises numéricas, grande parte do incremento de eficiência de aquecimento provém do gerenciamento térmico do calor gerado e dissipado no interior do compressor. A presente análise experimental tem como objetivo verificar se as tendências de ganho de eficiência e capacidade de aquecimento, obtidas numericamente, são verificadas na realidade.

6.3.1 Análise Experimental do Superaquecimento

Na Tabela 6.5 são apresentados dados experimentais de parâmetros de performance, para sistemas de aquecimento e de refrigeração, para as diferentes configurações do compressor.

Tabela 6.5 Parâmetros de performance obtidos experimentalmente

	SIn	SSD	SSD + CI	SSD + DI	SSD + CI + DI	SIn + CI	SIn + CI + DI
T_{sc} [°C]	68.5	51.9	59.2	47.0	53.8	78.7	62.8
Q_c [W]	1576.2	1607.9	1689.1	1622.8	1663.5	1600.7	1636.4
Q_e [W]	1212.2	1258.9	1264.9	1270.9	1250.0	1177.7	1208.1
COP_H	2.99	3.01	3.05	3.12	3.16	3.02	3.18
<i>Incertezas COP_H</i>	0,2%	1,0%	0,9%	2,7%	3,0%	1,0%	2,9%
COP_R	2.30	2.36	2.28	2.44	2.37	2.22	2.35
<i>Incertezas COP_R</i>	0.2%	0.3%	1.4%	3.5%	3.0%	1.5%	1.3%
C	0.69	0.65	0.77	0.68	0.78	0.80	0.83
Perdas							
$W_{th,R}$ [W]	35.3	19.0	26.9	13.6	20.7	44.1	29.3
$W_{th,H}$ [W]	15.4	3.2	-1.2	-2.3	-6.2	13.2	-1.4
W_{pump} [W]	106.2	106.5	118.9	100.6	98.3	108.8	95.5
W_b [W]	15.0	11.2	15.0	15.0	15.0	15.0	15.0
W_{el} [W]	96.5	101.5	101.4	95.2	96.4	97.0	94.2

O coeficiente de performance de aquecimento (COP_H) apresentou variações entre $\pm 0,2\%$ (SIn) até $\pm 3\%$ (SSD+CI+DI), sendo que apenas para a configuração de sucção indireta e carcaça isolada esta variação é igual ao ganho obtido. Em alguns casos específicos (SSD+DI, SSD+CI+DI e SIn+CI+DI), a variação foi mais alta sugerindo que uma análise mais assertiva poderia ser feita com um número maior de testes. A figura 6.6 apresenta os resultados experimentais de capacidade de aquecimento e os respectivos ganhos de eficiência relacionados ao caso referência.

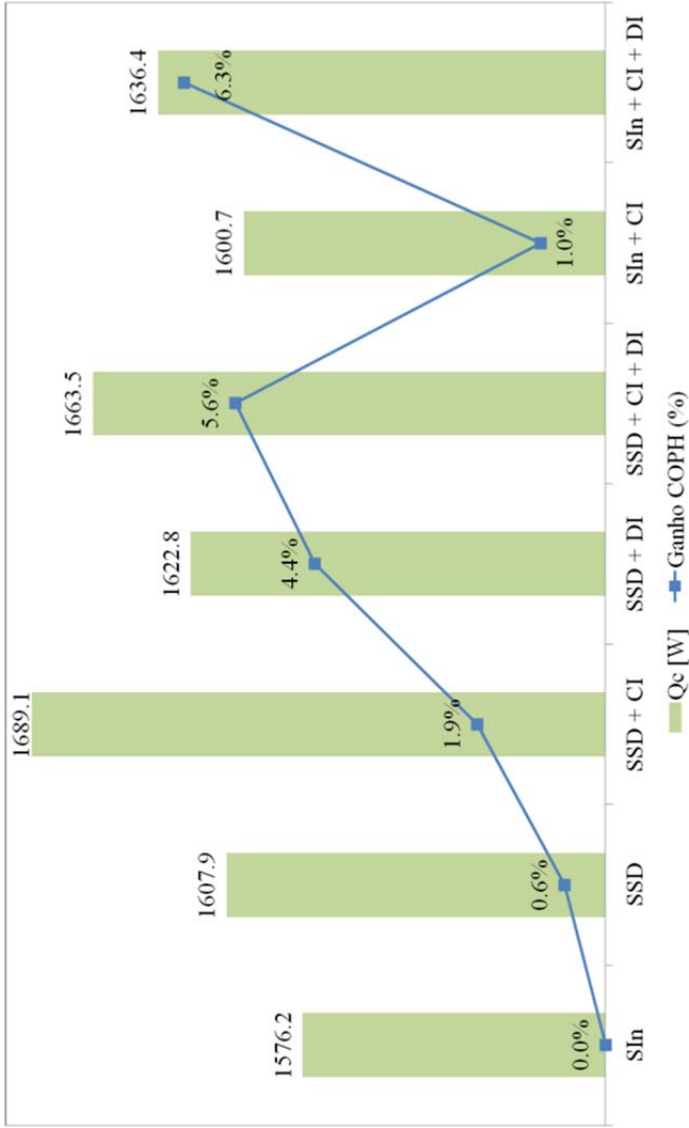


Figura 6.6 Resultados de capacidade e ganho de eficiência de aquecimento relativo ao caso com sucção indireta (SIn)

Na análise experimental do superaquecimento é possível notar que as perdas por superaquecimento na refrigeração são maiores que as mesmas perdas no aquecimento, o que significa que parte deste aquecimento é benéfico. Por tanto, no aquecimento, os casos que apresentaram menores perdas por superaquecimento apresentaram os maiores ganhos de COP_H . A última configuração (SIn+CI+DI) é a melhor, corroborando também os resultados de COP_H .

A Figura 6.6 mostra mais claramente o comportamento das perdas por superaquecimento em refrigeração para cada configuração. Ao comparar os resultados numéricos com os experimentais, percebe-se que ambos apresentam tendências similares.

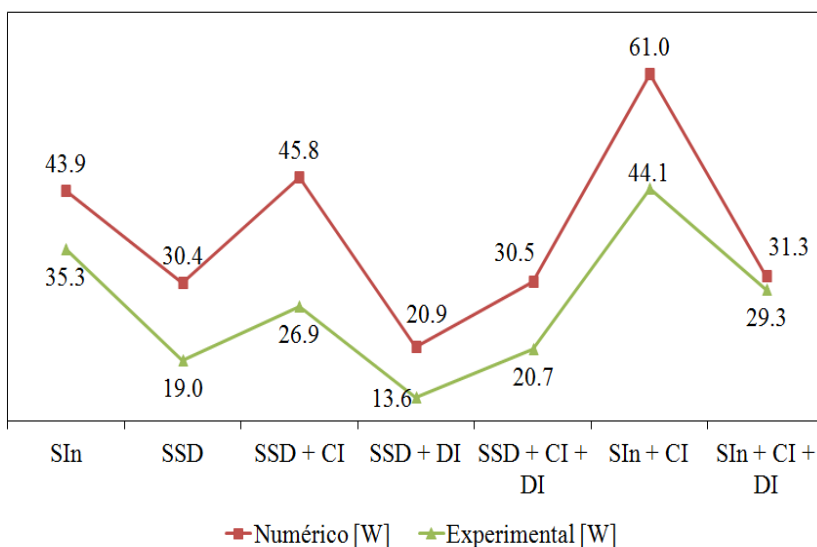


Figura 6.7 Comparação numérico-experimental da perda por superaquecimento na refrigeração.

Analizando as perdas por superaquecimento na aplicação de aquecimento (Figura 6.7), verifica-se que o comportamento relativo entre as curvas não é tão correspondente como verificado para refrigeração (Figura 6.6), mas as tendências são semelhantes.

Diante do exposto, pode-se afirmar que os resultados experimentais concordam de maneira satisfatória com as tendências verificadas numericamente, demonstrando que o modelo numérico é adequado para avaliações de alternativas de gerenciamento térmico do compressor.

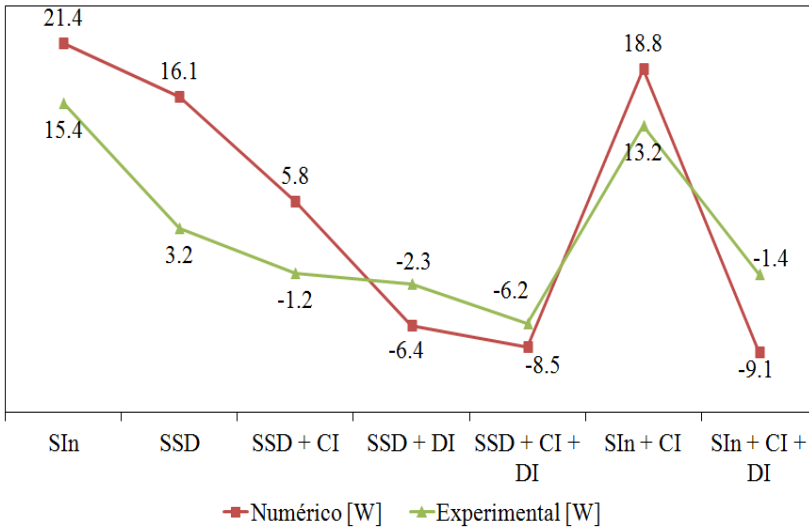


Figura 6.8 Comparação numérico-experimental da perda por superaquecimento no aquecimento.

6.3.2 Comparativo Numérico e Experimental

A comparação entre os resultados numéricos e experimentais é mandatória, quando o objetivo é avaliar o potencial de ganho real de uma dada solução. Os resultados experimentais mostraram um comportamento similar ao comportamento retratado pelas simulações numéricas em todas as configurações.

A capacidade de aquecimento apresentou as mesmas tendências sinalizadas nos resultados numéricos, mostrando que o modelo utilizado é adequado para identificar ganhos potenciais e tendências. Na Figura 6.8 são apresentados os resultados de capacidade de aquecimento obtidos numérica e experimentalmente.

Ao se analisar os desvios entre os valores absolutos de capacidades, percebe-se que os valores experimentais são inferiores aos valores numéricos. Esta diferença é esperada, visto que o modelo utilizado não contempla a ocorrência de refluxos de fluido nas válvulas de sucção e de descarga, os quais são responsáveis por expressivas perdas de capacidade. Outro ponto importante é que os isolamentos térmicos implementados no modelo numérico foram assumidos como ideais, o que não ocorre de fato nos experimentos. Esta diferença

implica que as capacidades avaliadas pelo modelo devem realmente ser superiores àquelas obtidas experimentalmente. Finalmente, sabe-se que a instrumentação adotada nas medições é bastante intrusiva, gerando perdas de capacidade devido ao aumento do volume morto pela presença do canal do transdutor de pressão no cilindro e a vazamentos. Assim, espera-se também alguma diferença entre os valores de capacidade obtidos com o modelo numérico e das medições.

Apesar estas diferenças, o comportamento do COPH mostrou as mesmas tendências obtidas numericamente, porém com ganhos inferiores devido às razões citadas anteriormente. Na Figura 6.9 é apresentada a curva que descrevem os ganhos na eficiência de aquecimento do compressor (COPH), considerando os valores máximos e mínimos do coeficiente de performance de aquecimento (COPH), para um intervalo de confiança de 95%.

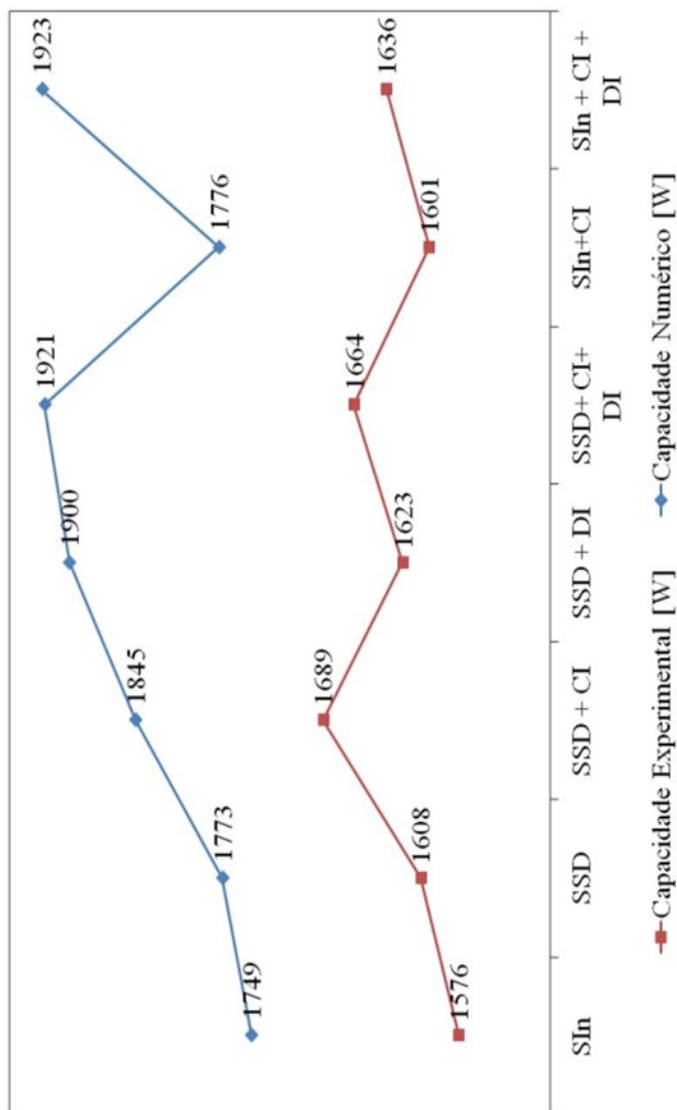


Figura 6.9 Resultados de capacidade de aquecimento numérico e experimental

A configuração de sucção indireta e carcaça isolada apresentou perda de COP_H no limite inferior, porém tal perda pode ser considerada pouco expressiva devido a sua magnitude (0,1%). Nas demais configurações testadas pode-se afirmar que foram obtidos ganhos de eficiência, sendo os mais expressivos nas configurações: SSD+DI, SSD+CI+DI e SIn+CI+DI.

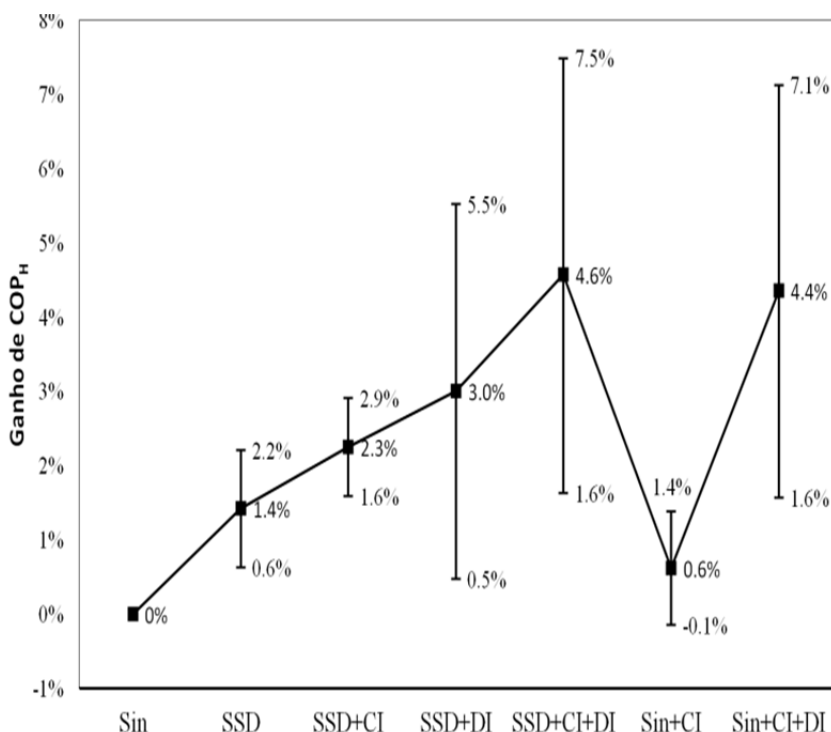


Figura 6.10 Variação percentual do coeficiente de performance de aquecimento para cada configuração testada.

O parâmetro C, definido na seção anterior, reflete uma relação entre os coeficientes de performance de aquecimento e refrigeração. Na Figura 6.10, verifica-se que os maiores valores do parâmetro C foram obtidos a partir do isolamento da carcaça, o que é benéfico para a eficiência da bomba de calor.

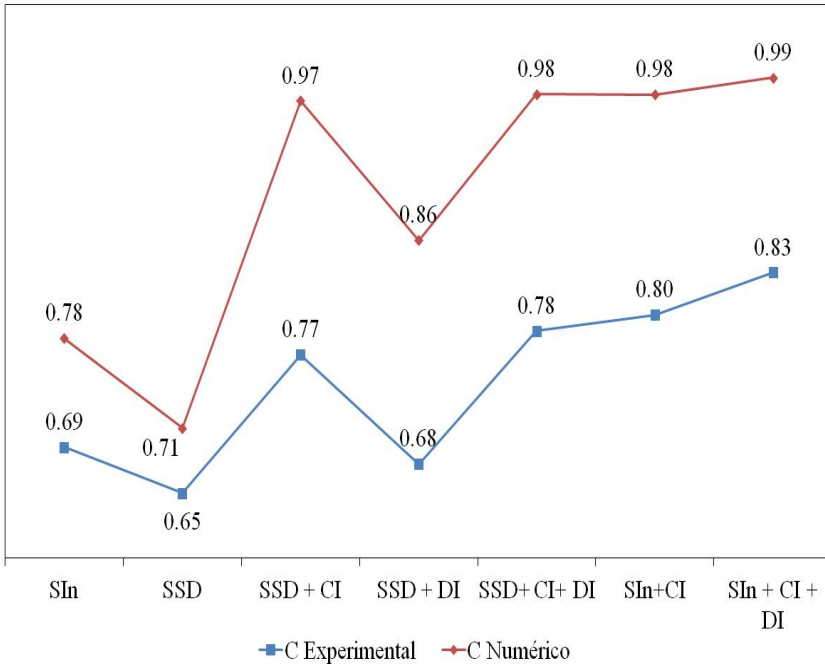


Figura 6.11 Comportamento do parâmetro C, numérico e experimental

Pode-se notar que os valores de “C” obtidos pelo modelo na configuração de sucção semidireta (SSD) apresentam boa concordância, pois o modelo numérico foi calibrado para esta configuração. Nos demais casos existem sempre uma diferença maior entre os valores do parâmetro “C” experimentais e numéricos.

Sabe-se que existem três fontes de calor no interior do compressor, originadas pelo motor elétrico, mancais e sistema de descarga. Com o isolamento da descarga, o motor elétrico torna-se a fonte de calor mais expressiva e mais atuante no superaquecimento do gás na sucção. Assim, maior capacidade específica de aquecimento é gerada através do aproveitamento do calor liberado pelas irreversibilidades dos mancais e motor elétrico.

7. CONCLUSÕES

7.1 CONSIDERAÇÕES PRELIMINARES

Como visto na revisão bibliográfica, vários fatores, incluindo preocupações com o meio ambiente, vem motivando o desenvolvimento de bombas de calor mais eficientes. Assim, o número de pesquisas dedicadas a esta área aumentou significativamente nas últimas décadas, abrangendo pesquisas sobre o sistema de aquecimento, seus componentes e novos fluidos de trabalho.

Os compressores rotativos e scroll são objetos de muitos estudos devido à sua aplicação em bombas de calor de alta capacidade. Nas bombas de calor para aquecimento de água de residências, foco dessa dissertação, o compressor alternativo é usualmente aplicado quando comparado a compressores rotativos de pequeno porte. No que se refere a compressores alternativos, não foram encontrados trabalhos relatando estudos termodinâmicos e análises do fenômeno do superaquecimento.

No setor de refrigeração e aquecimento, a definição do coeficiente de performance de aquecimento é realizada de forma pouco criteriosa. Na grande maioria das vezes, o compressor é testado em uma dada condição e o COP de refrigeração (COP_R) é calculado. Então, através da equação (3.5), calcula-se o COP de aquecimento como fator para a escolha do compressor mais adequado para a aplicação.

O presente trabalho apresentou um estudo teórico e experimental do desempenho de compressores alternativos aplicados a bombas de calor. A investigação experimental testou soluções de gerenciamento térmico, com o objetivo de compreender seus efeitos tanto para refrigeração como para aquecimento. O compressor testado foi montado em uma bancada devidamente instrumentada para a medição da pressão no cilindro, do perfil térmico do compressor, da vazão mássica e da potência consumida.

A análise teórica desenvolvida em paralelo permitiu detalhar o comportamento térmico do compressor de sete diferentes configurações do compressor. Além do uso das simulações para prever o funcionamento do compressor em diversas configurações, as mesmas foram também essenciais para explicar os resultados e os fenômenos físicos observados experimentalmente.

7.2 CONCLUSÕES

O presente estudo mostrou que o COP de aquecimento não pode

ser obtido simplesmente pela adição de um valor unitário ao COP de refrigeração. O uso desta prática pode implicar em valores de eficiência de aquecimento superestimados em até 11%.

Uma análise teórica preliminar de possíveis soluções mostrou que ganhos de eficiência de aquecimento de até 9% podem ser obtidos com o gerenciamento adequado do compressor. O presente trabalho também permitiu o entendimento do comportamento das fontes e sumidouros de calor e sua relação com o ganho de eficiência de aquecimento.

As perdas provenientes do fenômeno do superaquecimento foram investigadas e uma nova tratativa foi proposta. Com isso, verificou-se que as perdas de superaquecimento na refrigeração sempre serão maiores que aquelas para aplicações de aquecimento. O fato é que a perda por superaquecimento em refrigeração impacta de forma negativa na potência consumida e na capacidade de refrigeração, enquanto que no aquecimento existe também um aumento da potência consumida, mas com aumento da capacidade de aquecimento a mesma afeta tanto a potência consumida como a capacidade de aquecimento.

Os resultados apontam um aumento máximo de 6,3% no coeficiente de performance de aquecimento para o caso com sucção indireta, carcaça e descarga isoladas. Através de uma análise estatística, verificou-se que existe a probabilidade de 95% de se obter ganhos entre 1.4% e 7.5% (com relação ao caso de sucção indireta). Considerando esta ampla faixa de variação, uma análise mais assertiva requereria um maior número de testes. Porém, os resultados obtidos são suficientes para comprovar a existência real dos ganhos de eficiência de aquecimento (COP_H).

O aumento da eficiência de aquecimento foi alcançado principalmente pela redução das perdas de calor para o meio externo através do isolamento térmico da carcaça e do sistema de descarga.

O isolamento térmico do sistema de descarga impediu que o calor útil superaquecesse o gás na sucção, aumentando a temperatura no passador de descarga e, assim, a capacidade de aquecimento específica. Isto demonstra que soluções de gerenciamento térmico são eficazes para a redução das perdas térmicas. Os resultados indicam também que o superaquecimento do gás na sucção devido ao calor gerado no motor elétrico e nos mancais atua no sentido de aumentar a eficiência do compressor aplicado em bombas de calor.

Conclui-se então que a tratativa do superaquecimento para compressores aplicados a bombas de calor não deve ser a mesma utilizada em compressores para refrigeração. E, a partir deste trabalho, recomenda-se que o uso de novas soluções de gerenciamento térmico

devem ser acompanhada por revisões no projeto dos mancais e na especificação do óleo, bem como alterações nos sistemas de sucção e de descarga do compressor.

7.3 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Embora muitas das questões referentes à diferença do comportamento do superaquecimento em aplicações de refrigeração e aquecimento tenham sido esclarecidas, há a necessidade de se explorar com maior detalhamento este aspecto como forma de se identificarem soluções tecnologicamente viáveis para o aumento da eficiência de compressão.

Com o objetivo de dar continuidade aos estudos do superaquecimento em compressores aplicados a bombas de calor e de soluções para o gerenciamento térmico do compressor, propõem-se os seguintes temas para trabalhos futuros.

- i. Avaliar a influência de diferentes fluidos de trabalho sobre o efeito do superaquecimento no COP de aquecimento, visto que fluidos de trabalho apresentam diferentes níveis de sensibilidade ao superaquecimento;
- ii. Testar experimentalmente outras condições de aplicação, verificando o efeito de vazões mássicas maiores e menores (10%, 30% e 50%);
- iii. Estudar o efeito do superaquecimento em compressores de maior capacidade de deslocamento volumétrico;
- iv. Implementar modelos matemáticos mais precisos para a quantificação das parcelas de calor que contribuem para o superaquecimento da sucção.;
- v. Investigar novas alternativas para a disposição dos componentes do compressor visando maior aproveitamento do calor gerado no interior do mesmo.

8 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ANNAND, W. D. **Heat Transfer in the Cylinders of Reciprocating Internal Combustion Engines**. Proceedings Institutions of Mechanical Engineers, Vol. 177, p. 973, 1963.

ASHRAE – AMERICAN SOCIETY HEATING, REFRIGERATION, AND AIR CONDITIONING ENGINEERS. **Standard 23-78: ASHRAE 23-1978R - Methods of Testing for Rating Positive Displacement Refrigerant Compressors and Condensing Units**. 1978.

BENSAFI, A., THONON, B., **Transcritical R774 (CO₂) heat pumps: Technician's Manual**. Centre Technique des Industries Aérauliques et Thermiques, France, 2007.

BULLARD, C.; RAJAN, J. **Residential space conditioning and water heating with transcritical CO₂ refrigeration cycle**. International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue, Purdue University, West Lafayette, Indiana – USA. 2004.

ÇENGEL, Y. A.; BOLES, M. A. **Thermodynamics: Na Engineering Approach**. 5 Ed. McGraw-Hill Series, 2006.

DUTRA, T. **Investigação experimental da transferência de calor em componentes de compressores alternativos de refrigeração doméstica**. Dissertação de Mestrado em Engenharia Mecânica, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina. Florianópolis, 2008.

ENERGY STAR®. **Energy Star® Residential Water Heaters: Draft Criteria Analysis**. USA, 2007.

ENERGY STAR®. **Energy Star® Water Heaters Market Profile**. USA, 2010.

FERREIRA, R. T. S., LILIE, D. E. B. L., GASCHE, J. L., PRATA, A. T. **Bicylindrical coordinate formulation for the leakage flow through the minimal clearance in a rolling piston compressor**. Proceedings of the International Compressor Engineering Conference at Purdue, Vol. II, July, 1992, pp. 393 – 401.

GEOLIVING, Green Energy Options. Uphall (UK): **Air-to-Air Heat Pumps**. Acesso em 15 Jan 2012. Disponível em: <http://www.geoliving.co.uk/heat-pumps/air-air>

GIUFFRIDA, G., **High Efficiency Compressor Condenser in a Single Hermetic Component for Heat Pumps**. International Compressor Engineering Conference, Purdue University, West Lafayette, IN, USA, 1984.

GOMES, A.R. **Análise comparativa de mecanismos de compressão para aplicação em refrigeração doméstica**. Dissertação de Mestrado em Engenharia Mecânica, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina. Florianópolis, 2006.

HEAT Pump Association. Berskshire (UK): **Types of Heat Pump Systems**. Acesso em 15 Jan 2012. Disponível em: <http://www.heatpumps.org.uk/TypesOfHeatPumpSystems.htm>

HEPBASLI, A., KALINCI, Y.. **A review of heat pump water heating systems**. Renewable and Sustainable Energy Reviews, Elsevier, 2009.

HORN, J., **Design Considerations For Heat Pump Compressors**. International Compressor Engineering Conference, Purdue University, West Lafayette, IN, USA, 1976.

INSPECTAPEDIA. Poughkeepsie (EUA): **Air Conditioning or Heat Pump Cooling Coil or Evaporator Coil Ice-up or Frost Over**. Acesso em 15 Mar 2012. Disponível em: <http://inspectapedia.com/aircond/ACCoilFrost.htm>

JOSIASSEM, N. J., **European Domestic Heat Pumps With Capacity Control**. International Compressor Engineering Conference, Purdue University, West Lafayette, IN, USA, 1980.

KREMER, R., FONSECA, J.N., DUTRA, T. **Theoretical and experimental analysis of the superheating in heat pump compressors**. IMechE Conference, London, 2011.

_____, **Análise Teórica Experimental da Influência da Atomização de Óleo em Processos de Compressão**. Dissertação de Mestrado em

Engenharia Mecânica – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2006.

KUSH, E. A., **Compressor Performance at High Suction Temperatures with Application to Solar Heat Pumps**. International Compressor Engineering Conference, Purdue University, West Lafayette, IN, USA, 1980.

LILIE, D. E. B., FERREIRA, R. T. S. **Evaluation of the leakage through the clearance between piston and cylinder in hermetic compressors**. Proceedings of the International Compressor Engineering Conference at Purdue, July, 1984, pp. 1 – 6.

LORENTZEN, G. **The use of natural refrigerants: a complete solution to the CFC/HCFC predicament**. International Journal of Refrigeration. Vol. 18, N°3, pp. 190-197, 1995.

MACIEL, R. A. **Análise teórico-experimental da performance de um compressor alternativo operando com dióxido de carbono como fluido refrigerante**. Dissertação de Mestrado em Engenharia Mecânica – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2008.

MATOS, F. F. S., **Análise numérica do comportamento dinâmico de válvulas tipo palheta em compressores alternativos**. Tese de Doutorado em Engenharia Mecânica, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2002.

NIETER, J. J. **Experiences with application of a CO2 reciprocating piston compressor for a heat pump water heater**. International Compressor Conference at Purdue, Purdue University, West Lafayette, Indiana – USA. 2006.

NIST, **REFPROP - Reference fluid thermodynamic and transport properties**, Version 8, USA, 2007.

DANFOSS. **Notas de Serviço de Campo Danfoss**. Acesso em 02 Mar 2012. Disponível em: [http://www.danfoss.com/BusinessAreas/RefrigerationAndAirConditioning/Articles/WhyCompressorsFail\(Part3\).htm](http://www.danfoss.com/BusinessAreas/RefrigerationAndAirConditioning/Articles/WhyCompressorsFail(Part3).htm). Acesso em: 10 nov.2011.

PAN, L., WANG, H., CHEN, Q., CHEN, C.. **Theoretical and experimental study on several refrigerants of moderately high temperature heat pump.** Applied Thermal Engineering 31, pages 1886-1893, Elsevier, 2011.

PARREIRA, E. P., PARISE, J. A. R., **Performance Analysis of Capacity Control Devices for Heat Pump Reciprocating Compressors.** International Compressor Engineering Conference, Purdue University, West Lafayette, IN, USA, 1988.

PEREIRA, E. L. L. **Análise de Sistemas de Válvulas Automáticas de Compressores Alternativos.** Dissertação de Mestrado - Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2006.

POSSAMAI, F. C.; LUNGAREZE NETO, M. **Análise da Influência do Resfriamento do Compressor Recíproco sobre seu Desempenho Energético.** Relatório de Engenharia – EMBRACO, 2003.

_____, TODESCAT, M. L. **A Review of Household Compressor Energy Performance.** International Compressor Engineering Conference at Purdue, July 12-15, 2004.

PRATA, A. T.; FERREIRA, R. T. S.; TODESCAT, M. L.; FAGOTTI, F. **Thermal Energy Analysis in Reciprocating Hermetic Compressors.** Purdue Compressor Technology Conference, pp. 1419-1428, 1992.

RITCHER, M.R., SONG, S.M., YIN, J.M., KIM, M.H., BULLARD, C. W., HRNJAK, P.S., **Experimental Results of transcritical CO₂ Heat Pump for residential application.** 2003.

SCHREINER, J.E. **Desenvolvimento de metodologias de simulação para a análise de soluções de gerenciamento térmico aplicadas a compressores alternativos de refrigeração.** Dissertação de Mestrado em Engenharia Mecânica, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina. Florianópolis, 2008.

SOEDEL, W.; PANDEYA, P. N. **A Generalized Approach Towards Compressor performance analysis.** Purdue Compressor Technology Conference, pp. 135-143, 1978.

SONNTAG, R. E.; BORGNAKKE, C.; VAN WYLEN, G. J. **Fundamentos de Termodinâmica**. 5 Ed. McGraw-Hill series, 1998.

SQUARER, D., SISK, F. J., VEYO, S. E., **Conceptual Design of a Better Heat Pump Compressor for Northern Climates**. International Compressor Engineering Conference, Purdue University, West Lafayette, IN, USA, 1976.

TODESCAT, M. L.; FAGOTTI, F.; FERREIRA, R. T. S.; PRATA, A. T. **Heat Transfer Modeling in a Reciprocating Compressor**. International Compressor Engineering Conference, Purdue University, West Lafayette, IN, USA, 1994.

UNEP. **Montreal Protocol on Substances that Deplete The Ozone Layer: 2006 Report of the Refrigeration, Air Conditioning and Heat Pumps Technical Options Committee – Assessment**. Nairobi, Kenya. 2006.

_____. **Montreal Protocol on Substances that Deplete The Ozone Layer: 2010 Report of the Refrigeration, Air Conditioning and Heat Pumps Technical Options Committee – Assessment**. Nairobi, Kenya. 2011.

USSYK, M. S. **Simulação Numérica do Desempenho de Compressores Herméticos Alternativos**. Dissertação de Mestrado em Engenharia Mecânica – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 1984.

WAMBSGANSS, M. **Mathematical Modeling and Design Evaluation of High Speed Reciprocating Compressors**. Ph.D. Thesis, Purdue University, 1966.